00

Міністерство освіти та науки України

Запорізький національний університет

(повне найменування вищого навчального закладу)

Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні

(назва факультету)

Кафедра металургійного обладнання

(повна назва кафедри)

ВИПУСКНА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

на тему «Модернізація вузлів дробарки ударної дії»

Виконав: студент групи 6.133З-с2

Бублік О.Д. _____

(ПІБ) (підпис)

спеціальності 133 Галузеве машинобудування»

(шифр і повна назва)

спеціалізація

_____

(шифр і повна назва)

освітньо-професійна програма

133.00.12 Металургійне обладнання

(шифр і повна назва)

Керівник Шевченко І.А. _____

(прізвище та ініціали) (підпис)

Н.контроль Васильченко Т.О. _____

(прізвище та ініціали) (підпис)

Запоріжжя – 2026 року

Запорізький національний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)
Факультет _Інженерний навчально-науковий інститут ім.Ю.М. Потебні_____

Кафедра Металургійного обладнання_____

Рівень вищої освіти _бакалавр_____
(перший (бакалаврський) рівень)
Спеціальність 133 Галузеве машинобудування_____
(шифр і повна назва)
Спеціалізація _____
(шифр і повна назва)
Освітньо-професійна програма Галузеве машинобудування _____
(шифр і повна назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри А.О.Власов
_____
“____” _____2026 р.

З А В Д А Н Н Я
ДО ВИПУСКНОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ БАКАЛАВРА

Бублік Олег Дмитрович

1.Тема роботи: Модернізація вузлів дробарки ударної дії
керівник роботи Шевченко І.А., к.т.н., доцент_____,
(прізвище, ім’я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом вищого навчального закладу від 23.12.2025 №1831-с
2. Термін подання студентом роботи: 01.06.2026
3. Вихідні дані до роботи: Технічні характеристики молоткової дробарки.
4.Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): 1. Загальна частина; 2. Спеціальна частина; 3. Експлуатаційна частина; 4. Охорона праці та техногенна безпека; Висновки; Список використаних джерел.
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов’язкових складових): Креслення загального виду – 1шт.; Складальні креслення -3 шт.; Деталювання – 1шт.

6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1	Шевченко І.А., доцент		
2	Шевченко І.А., доцент		
3	Шевченко І.А., доцент		
4	Шевченко І.А., доцент		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№п/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітки
1	Збір матеріалу для роботи	13.05.2026-20.05.2026	
2	Групування та аналіз зібраного матеріалу. Уточнення завдань кваліфікаційної роботи	21.05.2026-27.05.2026	
3	Виконання теоретичної частини роботи	26.05.2026-29.05.2026	
4	Виконання графічної частини роботи	30.05.2026-05.06.2026	
5	Написання та оформлення пояснювальної записки	06.06.2026-10.06.2026	
6	Перевірка кваліфікаційної роботи консультантом	11.06.2026-13.06.2026	
8	Оформлення кваліфікаційної роботи	За графіком	
9	Захист проекту у ДЕК	За графіком	

Студент _____ _____
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____ _Шевченко І.А._____
(підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Бублік О.Д. Модернізація вузлів дробарки ударної дії.

Кваліфікаційна випускна робота для здобуття ступеня вищої освіти бакалавра за спеціальністю 133 – Галузеве машинобудування, науковий керівник І.А. Шевченко. Інженерний навчально-науковий інститут запорізького національного університету ім. Ю.М. Потебні ЗНУ, кафедра «Металургійне обладнання», 2026.

У роботі проведено огляд існуючих конструкцій молоткових дробарок та їх робочих органів, проведено модернізацію конструкції молотків та способу їх розташування на роторі для підвищення ефективності процесу дроблення для фракційної підготовки вапняку у виробництві агломерату. Проведено розрахунки навантажень на вузли дробарки, приділено увагу питанням техногенної безпеки та екології.

Ключові слова: ДРОБАРКА, РОТОР, МОЛОТОК, КУТ ВІДХИЛЕННЯ МОЛОТКА.

ABSTRACT

Bublik O.D. Modernization of impact crusher units.

Qualification final work for obtaining a bachelor's degree in specialty 133 - Industrial mechanical engineering, scientific supervisor I.A. Shevchenko. Engineering Educational and Scientific Institute of Zaporizhia National University named after Yu.M. Potebnia ZNU, Department of "Metallurgical Equipment", 2026.

The work reviews the existing designs of hammer crushers and their working parts, modernizes the design of hammers and the method of their location on the rotor to increase the efficiency of the crushing process for fractional preparation of limestone in the production of sinter. Calculations of loads on the crusher units are carried out, attention is paid to issues of technogenic safety and ecology.

Keywords: CRUSHER, ROTOR, HAMMER, HAMMER DEFLECTION ANGLE.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ …….. 6

ВСТУП …… 7

1 ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА …… 9

1.1 Огляд конструкції молоткових дробарок …….. 9

1.2 Фактори, що впливають на ефективність робочого процесу дробарки …….. 15

1.3 Конструкції робочих органів молоткових дробарок …….. 18

1.4 Способи розташування молотків на роторі …… 21

1.5 Принцип роботи молоткової дробарки типу СМД –147 …… 24

1.6 Обґрунтування модернізації молоткової дробарки ……... 25

2 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА …… 32

2.1 Розрахунок параметрів молоткової дробарки для подрібнення вапняку …… 32

2.2 Розрахунок енергії руйнування матеріалу ……. 32

2.3 Розрахунок потужності електродвигуна ……..... 34

2.4 Розрахунок валу ротора …… 35

2.5 Розрахунок вальниць ротору на довговічність …….. 44

2.6 Вибір канату для виготовлення стропа і стропа для стропування ротора дробарки . …….. 45

3 ЕКАСПЛУАТАЦІЙНА ЧАСТИНА …… 47

3.1 Монтаж дробильного устаткування …… 47

3.2 Розрахунок фундаменту під молоткову дробарку СМД – 147 .. 47

3.3 Розрахунок анкерних болтів …… 52

3.4 Розрахунок площі пакету підкладок …… 56

3.5 Розрахунок траверси для стропування ротора молоткової дробарки …….. 59

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА ЕЗПЕКА ……... 67

4.1 Характеристика потенційно небезпечних та шкідливих виробничих факторів в агломераційному цеху ……..... 67

4.2 Заходи з поліпшення умов праці в агломераційному цеху …….. 70

4.3 Виробнича санітарія в умовах агломераційного цеху…… 72
4.4 Електробезпека …….. 75
4.5 Організація пожежної безпеки в агломераційному цеху …….. 77
4.6 Розрахунок максимально можливого рівня шуму в агломераційному цеху ……... 80
ВИСНОВКИ …… 82
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ …….. 83
СПИСОК КРЕСЛЕНЬ …… 85
ДОДАТКИ ……... 86

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

n	число обертів ротора за хвилину
z	кількість рядів молотків
R	радіус кола осей підвісу молотка
L	довжина молотка
$h_м$	висота молотка
b_1	товщина ніжки молотка
l_1	довжина ніжки молотка
s	ширина молотка
b_2	товщина бойка
l_2	довжина бойка
β	кут повороту ротора за час удару
$R_{зовн}$	зовнішній радіус ротора
D_P	діаметр робочої зони ротора
D	діаметр кола підвісу молотка
v_P	окружна швидкість ротора
ZC	відстань від осі ротора до точки контакту молотка зі шматком
$v_м$	швидкість молотка до удару
$J_м$	момент інерції молотка
E	модуль пружності
i	ступінь подрібнення матеріалу
$d_{ср}$	середній діаметр частинок подрібнювального матеріалу після дроблення вільним ударом
$F_{уд}$	сила удару
Δl_2	деформація шматка матеріалу під час удару молотками
A	енергія
HB	твердість за Брінеллем
$\sigma_м$	теоретичне значення межі міцності матеріалу
$p_ч$	щільність подрібнювального матеріалу

ВСТУП

Металургійна галузь займає важливе місце в економіці окремих регіонів та нашої держави в цілому. Серед механічних процесів у виробництві металу одним з найважливіших є подрібнення, яке істотно впливає на техніко-економічні показники виробництва і якість готових виробів і сировини.

Технологія подрібнення твердих матеріалів - одна з найбільш дорогих операцій. Щорічно дробленню і подрібненню піддається більш 3 млрд. т мінеральної сировини та інших матеріалів. На ці цілі витрачається понад 70 млрд. кВт/год електроенергії. На подрібнювальні тіла і футеровку робочих органів машин витрачається більше 4 млн. т. металу.

Тому прагнення металургійних компаній скоротити виробничі витрати на підприємстві в цілому і окремих його ділянках безумовно є актуальним. Першою і важливою ділянкою металургійного підприємства є агломераційне виробництво, де відбувається утворення продукту агломерату, сировини для доменного процесу. Якість агломерату в сукупності з іншими компонентами шихти обумовлює роботу і кінцевий результат не тільки доменного, а, у подальшому, і всього виробництва на підприємстві.

Принципова схема технологічного процесу агломерації містить процеси подрібнення коксику і вапняку. Подрібнення вапняку здійснюють молотковими дробарками, які застосовують на стадіях середнього і мілкого подрібнення при руйнуванні матеріалів з коефіцієнтом кріпості до 12 за шкалою М.М. Протод'яконова.

Основними недоліками молоткових дробарок є невиробничі витрати енергії, неможливість забезпечити однорідність подрібненого матеріалу і значна питома металоємність конструкцій [1-5].

Об'єкт удосконалення - конструкція молотка для підвісу на осі ротора ударної дробарки.

Мета роботи - підвищення ефективності процесу дроблення вапняку шляхом удосконалення конструктивно-технологічних параметрів молотків та способу їх розташування на роторі.

Вдосконалення конструкції молотка та способу їх розташування на роторі сприятиме підвищенню продуктивності дробарки, зниженню навантажень на обладнання та зменшенню частоти технічного обслуговування.

Кваліфікаційна робота складається з вступу, 4 розділів, висновків та списку використаної літератури. Загальний обсяг роботи 86 сторінок, 23 рисунків, 3 таблиць та список використаних джерел з 22 позиції.

1 ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

1.1 Огляд і аналіз конструкції молоткових дробарок

Молоткові дробарки призначені для дроблення малоабразивних матеріалів з межею міцності при стисненні 120 МПа. У дробарках цього типу вихідний матеріал руйнується від ударної дії на нього молотків і відбійних плит. Крім того, матеріал розчавлюється і кришиться обертовими молотками, коли знаходиться на колосникових решітках.

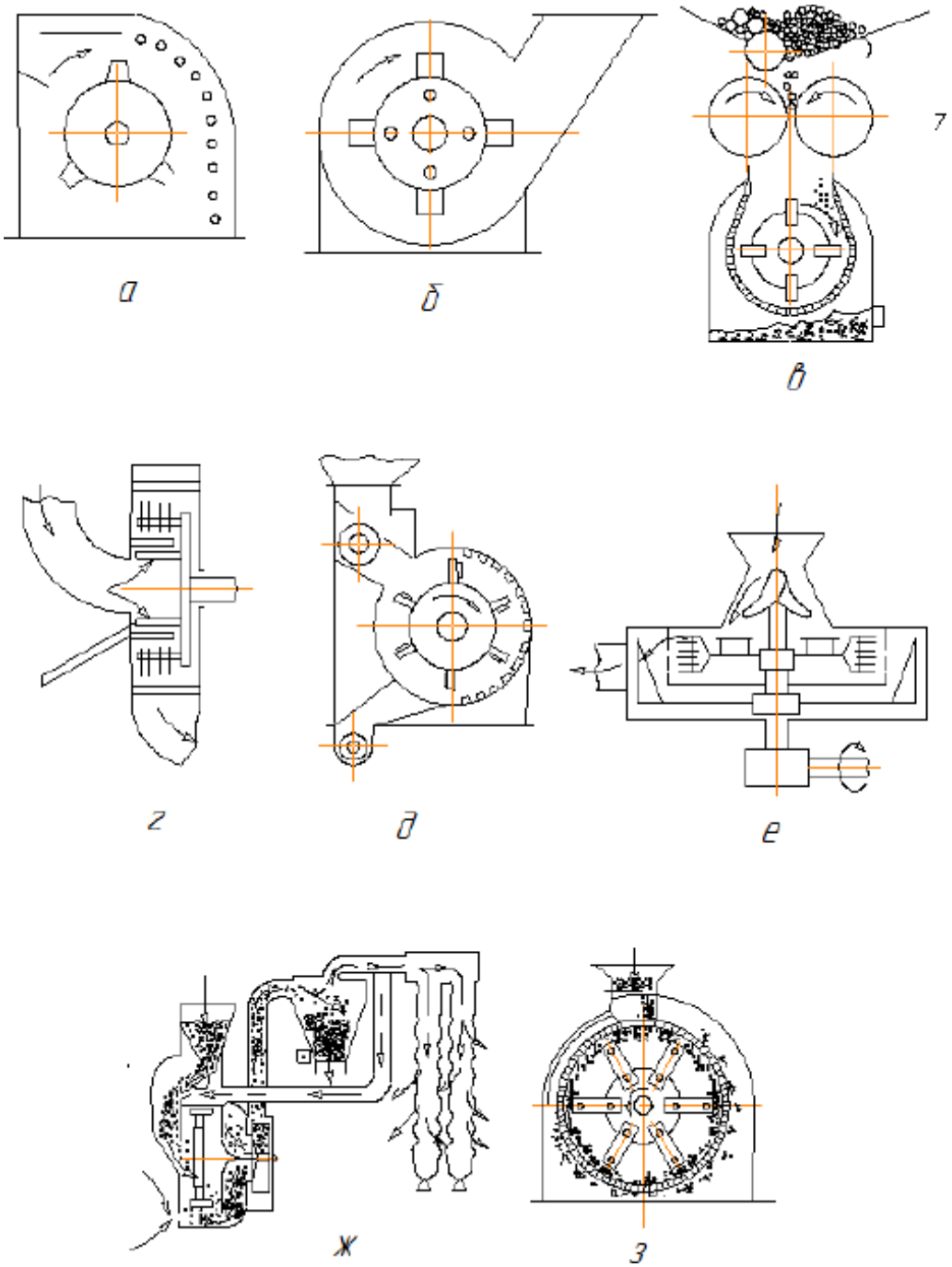
У молоткових дробарках матеріали подрібнюються при їх ударі об робочі органи - молотки, а також огороджувальні елементи - колосникові решітки і бронеплити.

Конструктивно молоткові дробарки бувають одно- і двороторними, реверсивні і нереверсивні, з решітками і без них.

Двороторні дробарки можуть бути з паралельним і послідовним розташуванням роторів. При паралельному розташуванні роторів об'єм дробимого простору і площа колосникових решіток збільшуються, що підвищує продуктивність машини. При послідовному розташуванні роторів матеріал піддається двоступінчатому подрібненню, в результаті чого підвищується ступінь дроблення матеріалу.

Недолік нереверсивних молоткових дробарок - часта їх зупинка для заміни зношених молотків. У реверсивних дробарок термін служби молотків збільшений за рахунок роботи їх з двох сторін. Реверсивні дробарки застосовують для середнього і дрібного дроблення порід середньої міцності і вологості.

На сьогодні відомі різноманітні конструктивні виконання молоткових дробарок (рис.1.1) [1-9].



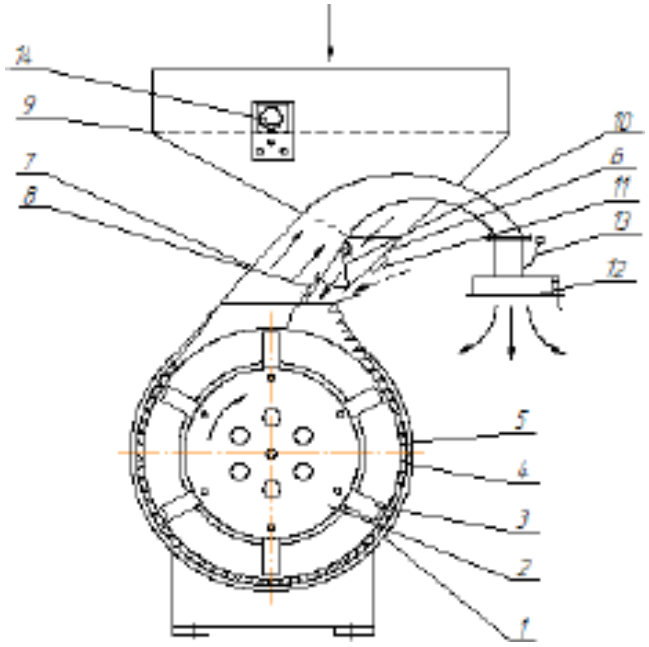
а – відкритого типу; б – закритого типу; в,г – двостадійні; д,е,ж – з жорстким кріпленням робочих органів; е – горизонтальні; ж – із замкненим повітряним потоком; з – із шарнірним кріпленням молотків.

Рисунок 1.1 - Конструктивно-технологічні схеми роторних дробарок

Так, відома конструкція безколосникової молоткової дробарки (рис.1.2) [4-7], в якій крупність продукту помелу регулюється заслінкою у робочому

режимі молоткової дробарки шляхом змінювання величини подачі вихідного матеріалу.

Основним недоліком такої конструкції є складність регулювання крупності помелу матеріалу різної вологості.

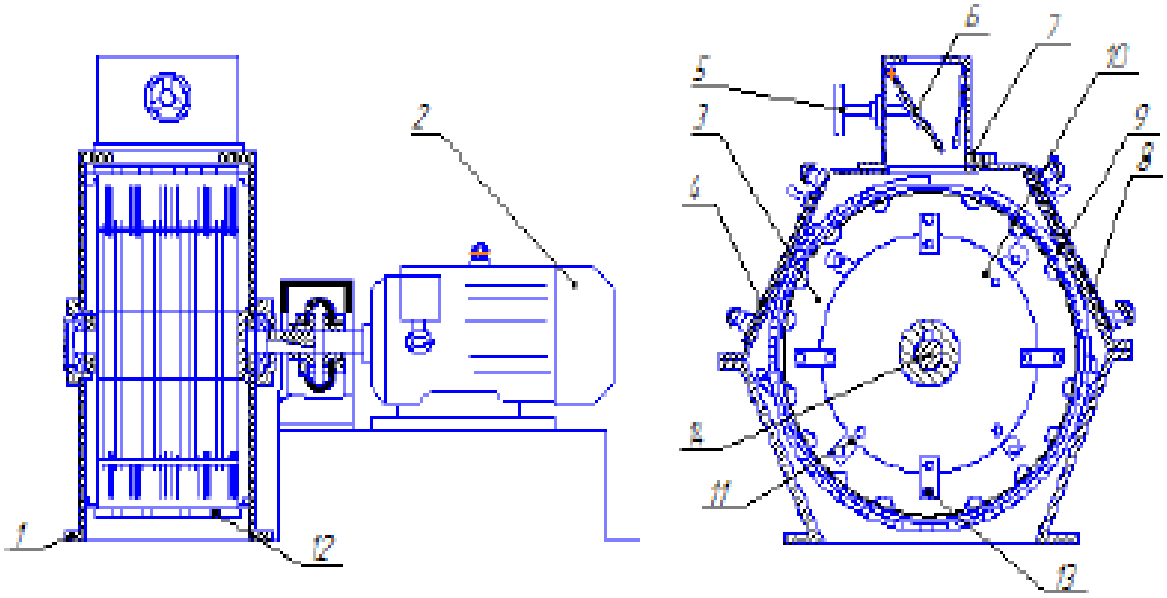


1 – корпус; 2 – молотковий ротор; 3 – молоток; 4 – дека; 5 – кільцеві виступи; 6 – завантажувальний патрубок; 7 – вивантажувальний патрубок; 8 – регулювальна заслінка повітряного потоку; 9 – приймальний бункер; 10 – регулювальною заслінкою подачі вихідного матеріалу; 11 – магнітний сепаратор; 12 – розтруб; 13 – перекидний клапан; 14 – пульт керування.

Рисунок 1.2 - Молоткова безколосникова дробарка

Також відома конструкція колосникової молоткової дробарки із шарнірно- підвішеними молотками (рис.1.3), в якій можна виділити ряд переваг, таких як легка заміна зношуваних деталей (колосників і молотків), можливість подрібнення достатньо різноманітної за своїми фізико-механічними властивостями сировини, що використовується у спиртовому виробництві, отримання різного ступеню подрібнення залежно від використання сит з відповідними розмірами отворів.

Однак, основними недоліками даного обладнання можна назвати надмірну циркуляцію повітряно-продуктового шару та забивання сит матеріалом із вологістю більше 14 %, що призводить до несвоєчасного виведення продукту із зони подрібнення, а як наслідок до зниження пропускної здатності машини.



1 – основа корпусу; 2 – електродвигун; 3 – ротор; 4 – ліва відкидна кришка; 5 – маховик; 6 – заслінка; 7 – живильник; 8 – права відкидна кришка; 9 – дека; 10 – диск; 11 – вісь; 12 – сито; 13 – молоток; 14 – вал ротора дробарки.

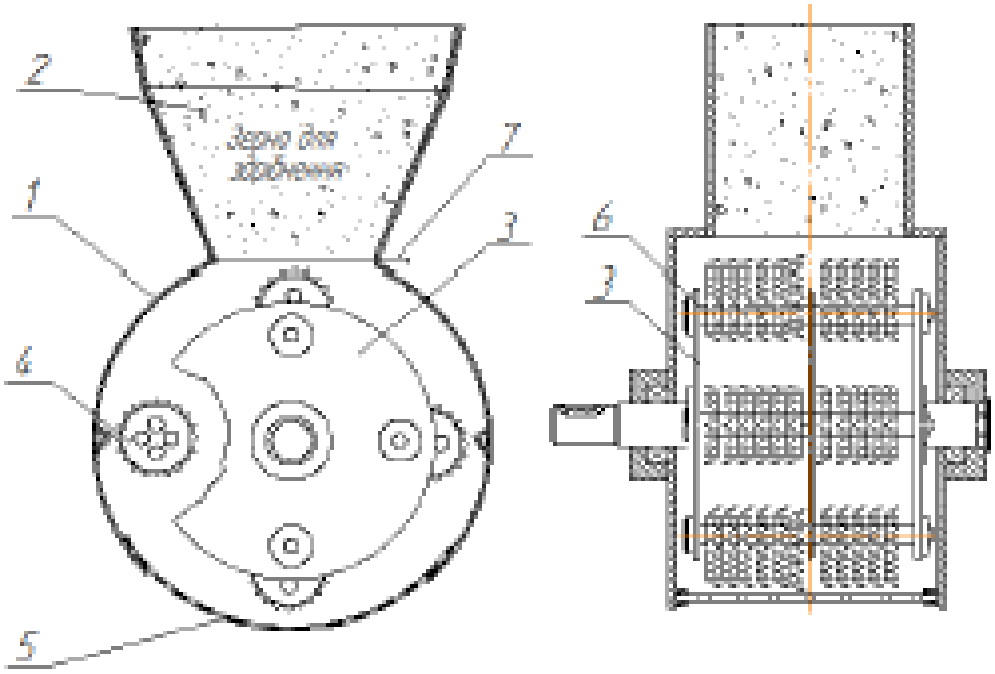
Рисунок 1.3 - Молоткова колосникова дробарка

Також відома конструкція дискової молоткової дробарки, у якій робочі елементи виконані у вигляді сфероподібних пелюсткових дисків із гострими кромками, які встановлені на осях ротора (рис.1.4).

Основним недоліком такої конструкції можна вважати значні матеріальні витрати на технічне обслуговування зумовлені складною конфігурацією дискових молотків.

Молоткові дробарки в даний час застосовують для великого, середнього і дрібного дроблення. Ці дробарки достатньо прості по конструкції, прості і надійні в експлуатації, невеликі за розміром і, при порівняно високому ступені подрібнення, мають високу продуктивність. До молоткових дробарок

відносяться дробарки ударної дії з шарнірно закріпленими на роторі ударними елементами – молотками [6-9].



1 – корпус; 2 – завантажувальна горловина; 3 – ротор; 4 – дисковий молоток; 5 – сито; 6 – молоткова вісь; 7 – шиберна заслінка.

Рисунок 1.4 - Дискова молоткова дробарка

У дробарках ударної дії дроблений матеріал руйнується під дією механічного удару, при якому кінетична енергія рухомих тіл повністю або частково переходить в енергію деформації і руйнування.

На відміну від інших дробарок, що стискають шматок між двома поверхнями, що дроблять, в дробарках ударної дії шматок матеріалу зазвичай піддається впливу тільки з одного боку, а виникаючі при цьому зусилля дроблення визначаються силами інерції маси самого шматка.

Молоткові дробарки відрізняються високим ступенем дроблення, що досягає 100, а також малою масою і незначною вартістю 1 т. переробленого матеріалу. Споживана потужність, маса і розміри молоткової дробарки на одиницю продуктивності в 2-5 разів менше, ніж у щокових і конусних дробарок [11,12].

Порівняно невеликі розміри молоткових дробарок дозволяють встановлювати їх в обмежених просторах, наприклад в шахтах. Герметичність корпусу і можливість щільного приєднання завантажувальної та розвантажувальної частини дозволяють при малих витратах на аспірацію попередити викид пилу в навколишнє середовище. Більшість молоткових дробарок володіє малою чутливістю до потрапляння недробимих предметів в камеру дроблення. Слід відзначити такі переваги молоткових дробарок, як простота конструкції і зручність обслуговування і ремонту. Зручність і швидкість ремонту та обслуговування забезпечуються легкістю доступу всередину дробарки завдяки наявності дверцят або застосуванню гідравлічної системи розкриття корпусу. Установка молоткової дробарки з динамічно збалансованим ротором не вимагає спорудження важкого фундаменту.

Дробарки ударної дії застосовують в основному для подрібнення малоабразивних матеріалів середньої міцності (вапняку, доломіту, мергелю, вугілля, кам'яної солі і т. п.). У деяких випадках через технологічні особливості виробництва дробарки ударної дії використовують і при переробці матеріалів з підвищеною міцністю і абразивністю (наприклад, азбестових руд, шлаків і т.п.).

До останнього часу внаслідок порівняно швидкого зносу молотків, броньових плит, колосників та інших внутрішніх деталей, а також можливості замазування колосникових решіток, низького коефіцієнту використання і високих експлуатаційних витрат область застосування цих дробарок була обмеженою [8,9] Останнім часом в результаті вдосконалення їх конструкції, застосування зносостійких матеріалів, спрощення способів виготовлення і заміни швидкозношуваних деталей вони отримують все більш широке поширення.

В даний час молоткові дробарки знайшли широке застосування в різних галузях промисловості будівельних матеріалів. У цементній промисловості молоткові дробарки використовують для попереднього подрібнення глини, вапняку, мергелю та крейди - основних компонентів цементу. Молоткові дробарки застосовують для дрібного подрібнення гіпсу та інших добавок до

цементного клінкеру. У азбестовій промисловості молоткові дробарки, ефективно використовують для дроблення й розпушування азбестової руди.

Молоткові дробарки застосовують для отримання дрібнодисперсної карбонатної сировини, що застосовується для виробництва скла, наповнювача пластмаси, а також для виробництва доломітового і вапнякового борошна.

При виробництві будівельної цегли молоткові дробарки застосовують для дроблення бою цегли, вугілля, сухої глини. При виробництві силікатної цегли замість кульових млинів встановлюють молоткові дробарки для дрібного дроблення вапна після її випалювання в шахтних печах.

При виробництві гіпсу молоткові дробарки застосовують для первинного та дрібного дроблення гіпсового каменю. Крім цього молоткові дробарки використовують для переробки слюди і скрапу слюди, при видобутку і переробці кам'яної солі, фосфатів, селітри, соди.

У вугільній промисловості молоткові дробарки застосовують для дроблення зрослого з порожньою породою вугілля.

1.2 Фактори, що впливають на ефективність робочого процесу дробарки

Сукупність факторів, які впливають на ефективність роботи молоткових кормодробарок, умовно можна розділити на технологічні, механічні та конструктивні [11,12].

Конструктивні:

- Спосіб живлення;
- Розміри робочої камери;
- Розміри і форма молотків;
- Кількість пакетів молотків і кількість молотків в пакеті;
- Порядок розстановки молотків;
- Зазор між кінцями молотків і решетом;
- Тип решета, його товщина, розмір і форма отворів;

- Конструкція і розмір деки.

Переміщення матеріалу в дробильній камері робочою поверхнею молотка залежить від діаметру ротора. Чим менше діаметр ротора, тим менше витрачається енергії на марне переміщення матеріалу і тим ефективніше робота дробарки. Доцільно вибирати діаметр ротора в межах 200 - 500 мм.

Відомо, що для дробарки з діаметром ротора 0,5 м оптимальним є число пакетів молотків, рівне 9-10. Однак збільшення числа пакетів викликає деяке зростання питомої витрати енергії..

Конструкція робочих органів:

а) молотки: форма, розміри, кількість, спосіб розміщення, маса; б) Форма (тип), розміри деки: кут охоплення;

в) решето: кут охоплення, розміри отворів, форма (тип отворів, живий перетин).

Механічні:

- Швидкість надходження вихідного матеріалу в камеру подрібнення;
- Окружна швидкість молотків;
- Повітряний режим дробарки;
- Коливання молотків;
- Момент інерції ротора;
- Швидкість шару.

У сучасних конструкціях дробарок швидкості молотків знаходяться в межах до 100 м/с і вище.

При оптимальному завантаженні подрібнюваний матеріал переміщується по робочій поверхні дробильної камери в напрямку обертання ротора шаром товщиною 15-35 мм. Швидкість шару в зоні деки становить 20-25%, а в зоні решета вона дорівнює майже половині швидкості молотків. Це небажано, так як знижує ефект удару молотків по частинкам, витрачається енергія на переміщення шару і в результаті тертя утворюється переподрібнений продукт. Швидкість частинок продукту, що рухаються в повітряному круговому потоці біля поверхні гладкого штампованого сита, становить 45-57% від окружної швидкості молотків при зазорі між молотком і ситом рівному 4 мм.

Технологічні:

- Фізико-механічні властивості вихідного матеріалу (вологість, плівчатість, крупність);
- Попереднє сплющення вихідного матеріалу;
- Величина подачі вихідного матеріалу;
- Рециркуляція великої фракції;
- Ступінь подрібнення готового продукту.

Технологічний процес подрібнення матеріалу в молоткових дробарках вельми складний і залежить від ступеня подрібнення, технологічних властивостей матеріалу, фізико-механічних властивостей подрібнюваного матеріалу, завантаження робочої камери і ін.

Ступенем подрібнення кормів n називається відношення середньозваженого діаметра частинок вихідного матеріалу D_c до середньозваженому діаметру частинок подрібненого матеріалу d_c.

Основними змінними факторами, що визначають витрати енергії та якість подрібнення є подача матеріалу, зазор між молотками і декою, швидкість молотків. Змінні фактори можна поділити на регульовані - подача матеріалу в камеру подрібнення, установочний зазор між молотками та декою, швидкість обертання ротора, і нерегульовані - ті, що змінюються внаслідок відносного коливального руху молотків: зміна зазору та швидкості удару молотків внаслідок їх відхилення від радіально - рівноважного положення.

Таким чином, коливання шарнірно підвішених молотків спричиняє зміну основних факторів, що впливають на параметри процесу подрібнення, отже є змінним нерегульованим фактором.

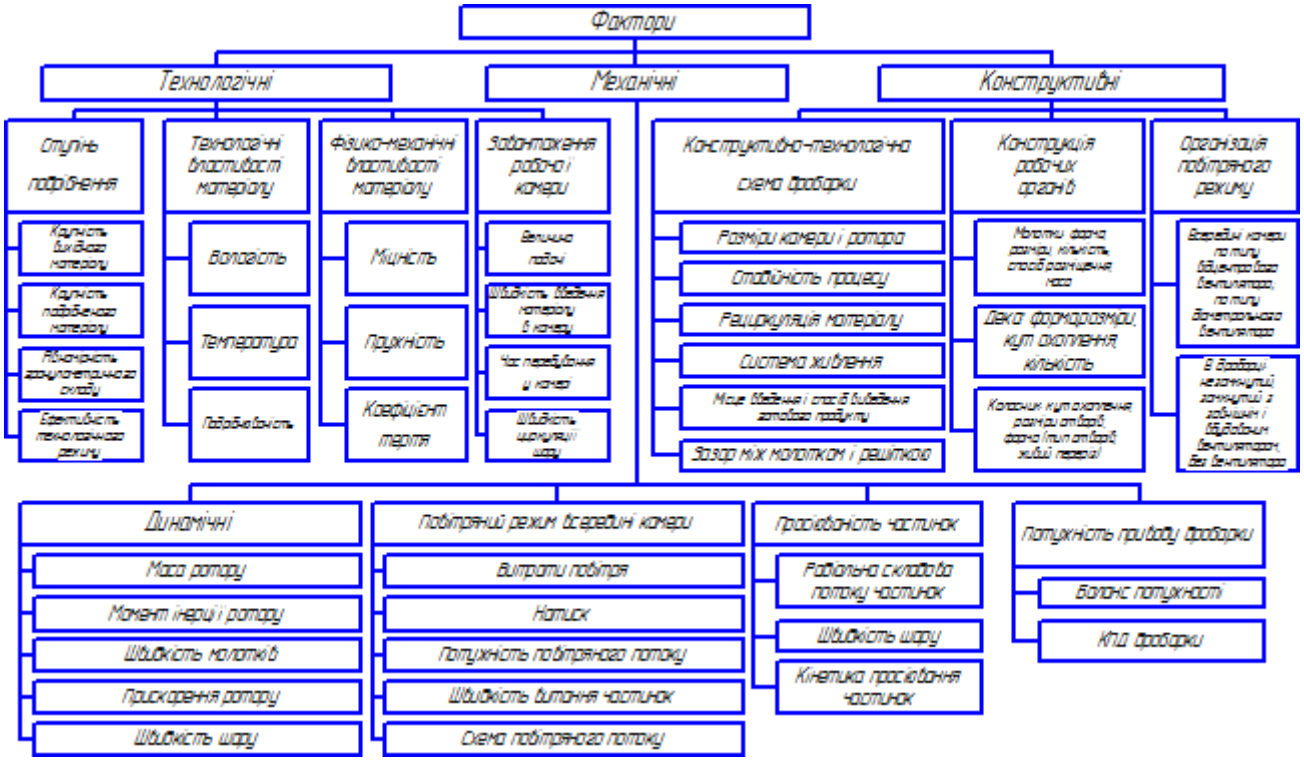


Рисунок 1.5 – Класифікація факторів, що впливають на ефективність роботи молоткових дробарок

1.3 Конструкції робочих органів молоткових дробарок

Особливості ударної дії визначаються конструкцією робочого органу молоткової дробарки (рис.1.6).

Пластинчасті прямокутні молотки (рис.1.6,а,б,в). Молоток, що виконано у вигляді прямокутної пластини з чотирма робочими поверхнями, застосовують для дроблення маломіцних та середньо міцних матеріалів, матеріалів невеликої крупності і використовують в дробарках при високих окружних швидкостях і значному стиранні матеріалу на колосникових гратах.

Зубчастий молоток (рис.1.6, г) прямокутної форми містить отвори 1 на поздовжній осі симетрії і робочі ділянки по кутам прямокутника зі зміцненими торцевими 3 і лобовими гранями 2 На лобових гранях виконані прорізи 4, стінки яких утворюють додаткові лобові грані, зміцнені адекватно іншим гранях робочих ділянок [8,9].

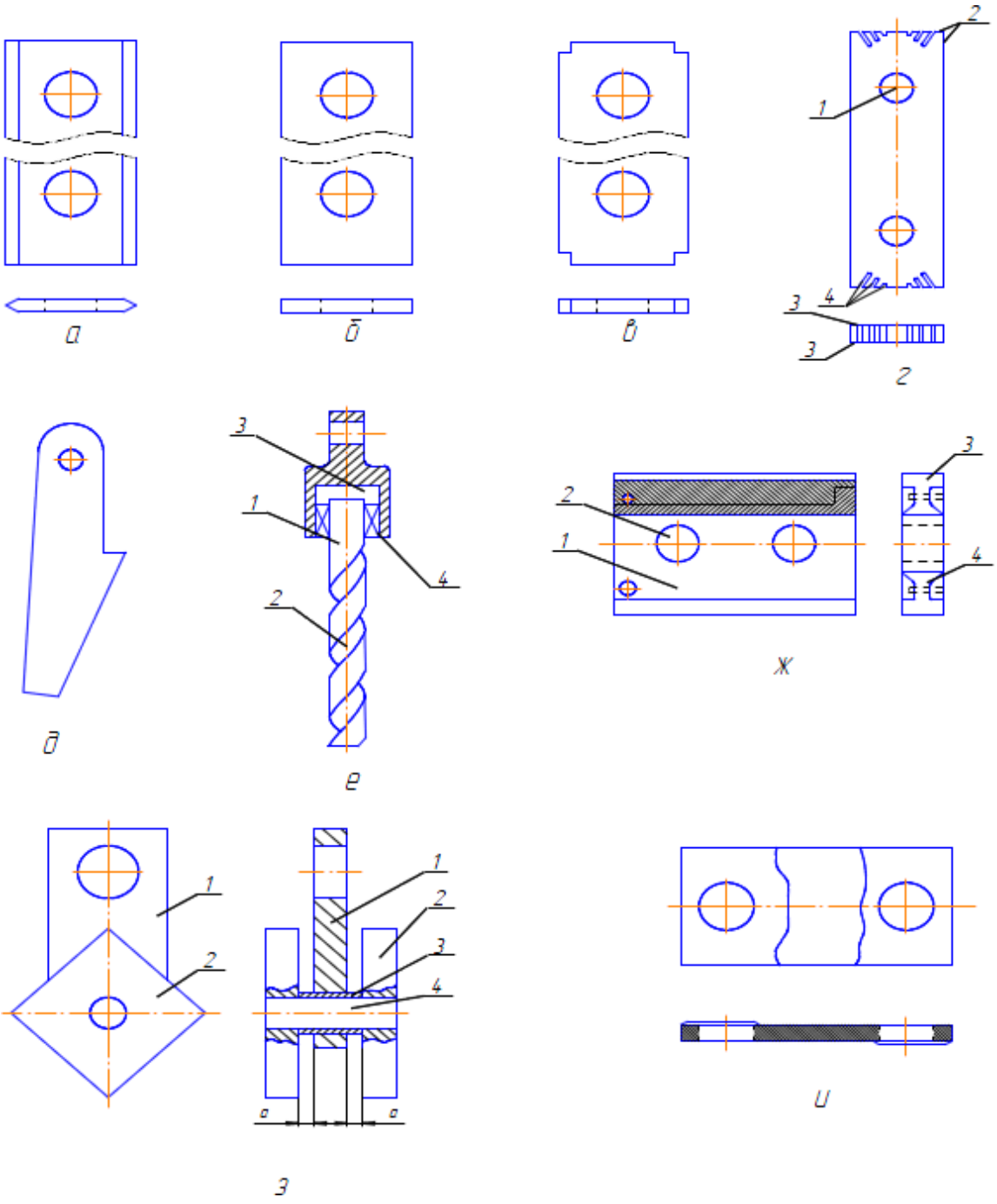
При обертанні ротора дробарки спіралевидний молоток (рис.1.6,е) завдає ефективні удари по матеріалу і завдяки спіралевидним канавкам 2, нанесеним на стержень 1, забезпечується відскік значної частини роздроблених частинок вбік під кутом до площини обертання молотка при переміщенні матеріалу вздовж осі ротора дробарки. Цьому сприяє і повітряний потік, створюваний спіралеподібними канавками 2 стрижня 1.

Завдяки тому що стрижень 1 з'єднаний з отвором 3 допомогою підшипника 4, він обертається навколо своєї осі, що дає можливість рівномірному зносу всієї робочої поверхні молотка, тим самим підвищується його зносостійкість [6].

Молоток типу «хвіст ластівки» (рис.1.11 ж) включає в себе основу 1, отвори 2 для його шарнірної підвіски і знімні робочі грані 3. При цьому знімна робоча грань 3 має фігурний виступ 4 у вигляді «ластівчин хвіст» для з'єднання з основою молотка 1. У процесі роботи молоток завдає ударів по оброблюваному матеріалу знімною робочою гранню 3, виконаної з високолегованої сталі, завдяки чому підвищується довговічність і зносостійкість, а так як вона взаємозамінна, то з'являється ремонтопридатність [8].

Молоток із збільшеною масою (рис.6,з) складається з несучого молотка 1 і двох додаткових молотків 2, закріплених шарнірно на кінці несучого молотка 1. У втулці 3 встановлена вісь 4, що з'єднує несучий молоток 1 і додаткові молотки 2, забезпечуючи можливість обертання додаткових молотків 2 відносно несучого молотка 1. Зазори *а* між несучим молотком 1 і додатковими молотками 2 і зазор між втулкою 3 і віссю 4 забезпечують провертання додаткових молотків 2 відносно несучого молотка 1 при запусках і зупинках дробарки, що призводить до рівномірного зносу додаткових молотків 2 без необхідності перестановки в процесі роботи. Додаткові молотки 2 можуть бути різної форми при забезпеченні симетрії відносно їх центру мас. Наявність збільшення маси у вигляді двох додаткових молотків 2 забезпечує підвищену інтенсивність подрібнення, відсутність збільшення маси на іншому кінці несучого молотка 1 – невисоку

металомісткість [5].



а, б, в – пластинчасті прямокутні; г – зубчастий; д – клиноподібний; е – спіралевидний; ж – «хвіст ластівки»; з – із збільшеною масою; и – з додатково зміцненими поверхнями

Рисунок. 1.6 - Відомі конструкції робочих органів молоткових дробарок:

Після проведення аналізу використання різноманітних конструкцій молотків в відносності до матеріалу що дроблять, можна прийти до висновку що – вміло комбінуючи конструктивні особливості молотків та заздалегідь знаючи чи регулюючи фізико-технологічні особистості матеріалів, що дроблять, можна досягти зменшення витрат на виготовлення на заміну елементів молоткових дробарок.

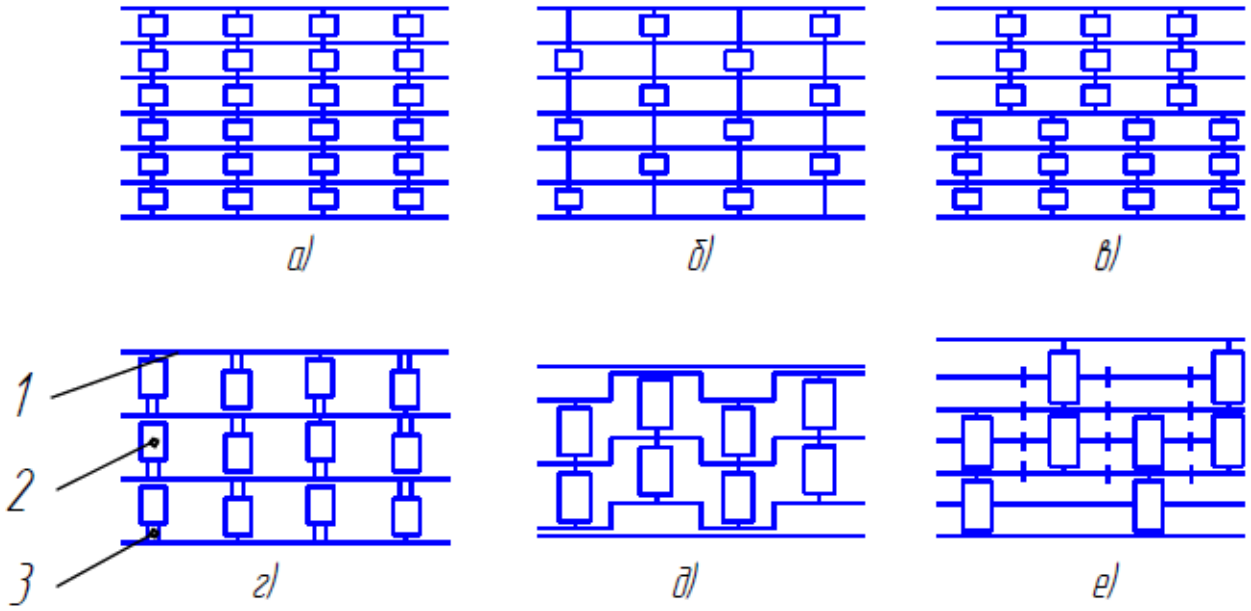
1.4 Способи розташування молотків на роторі

Ротори молоткових дробарок класифікують: за кількістю рядів молотків (число молотків при погляді з торця ротора - три, чотири, шість, вісім); по розташуванню молотків одного ряду щодо іншого - кільцеве, з перекриттям зазорів; за формою дисків - круглі, фігурні, потовщені з нішами [6-9].

Вибір числа рядів молотків визначається призначенням дробарки. Від числа рядів молотків залежить глибина проникнення дробленого матеріалу в зону дії молотків, частота проходу молотків по колосникових гратах. При великому числі рядів молотків час між проходами рядів молотків скорочується і відповідно зменшується глибина проникнення частинок в зону дії молотків. В цьому випадку дроблення відбувається сколюванням невеликих обсягів матеріалу і крупність продукту дроблення зменшується. Одночасно зменшується пропускна здатність дробарки в зоні першої камери дроблення. При великому числі рядів молотків інтервали між замінами зношених молотків за рахунок більшої кількості їх на роторі більш тривалі, хоча питомий знос підвищується. Слід ще зазначити, що при більшій кількості рядів молотків навантаження на привід дробарки більш плавна і рівномірна, що істотно для дробарок, що працюють з великими шматками матеріалу.

Розташування молотків характеризується становищем одного ряду молотків щодо молотків інших рядів. При кільцевому розміщенні молотки кожного ряду розміщені слідом один за одним по траєкторії руху і при обертанні утворять окремі кільцеві робочі зони (рис.1.7,а). Кільцевий розташування молотків широко використовують для роторів різних конструкцій

як найбільш просте, а для дробарок деяких типів воно є єдино можливим, наприклад для дробарок з верхньою колосниковою решіткою або з броне плитами зубчастої форми.



а - кільцева; б - в шаховому порядку; в - кільцева в півряда;
г - з перекриттям з дистанційними втулками; д - з перекриттям в роторі з нішами;
е - з перекриттям в роторі з фігурними дисками; 1 - диск; 2 - молоток; 3 - втулка.

Рисунок 1.7 - Схеми розташування молотків

При кільцевому розташуванні молотків їх число в кожному ряду зазвичай однакове. Однак в деяких випадках при використанні дробарки з неповним навантаженням частина молотків в рядах через один знімаються. Причому в одному ряду знімаються всі парні молотки, а в сусідньому всі непарні. Таке розташування називають розташуванням молотків в шаховому порядку (рис.1.7,б).

Іноді збирають молотки по півряд. На укорочених осях, рівних половині довжині ротора. При цьому молотки одного ряду зміщені до однієї сторони ротора, а сусіднього ряду - до іншої (рис.1.7,в). Подібне розташування молотків дозволяє об'єднати операції демонтажу і монтажу молотків. Для цього вісь молотків виштовхують на вільну частину ротора і при цьому одночасно з одного боку осі знімають зношені молотки, а з іншого боку встановлюють нові. Після

завершення операції монтажу молотків вісь разом з новими молотками виявляється на протилежному боці ротора. При наступній зміні молотків вісь повертається на колишнє місце на роторі. [14].

При кільцевому розташуванні молотків на роторі може бути зібрано різне число рядів молотків. Так, ротор з шістьма рядами молотків може бути зібраний в не повному обсязі з трьома або двома рядами. Ефективність роботи дробарки тієї чи іншої збірки визначається дослідним шляхом на місці експлуатації.

Кільцевий розташування молотків використовується для більшості молоткових дробарок. Однак при дрібному дробленні частіше встановлюють молотки з перекриттям зазорів, коли наступний ряд молотків перекриває зазори між молотками попереднього ряду (рис.1.7,г-е). Це забезпечує опрацювання матеріалу в повному обсязі робочої зони ротора і відсутність «мертвих зон», які утворюються між кільцевими робочими зонами молотків.

Розташування молотків з перекриттям досягається в результаті різних конструктивних рішень роторів і молотків. Найбільш поширені ротори, у яких відстань між дисками більше товщини молотка і молотки з допомогою дистанційних втулок зміщуються в одному ряду до однієї сторони дисків, в іншому до іншої сторони (рис.1.7,г). Молотки в цих конструкціях застосовують з потовщеною головкою, яка частково або повністю перекриває простір над дисками ротора.

Розташування молотків з перекриттям (рис.1.7,е) досягається в роторах з фігурними дисками, які встановлюють на валу ротора зі зміщенням один щодо іншого на деякий кут. Кожен ряд молотків підвішують в вирізах інших дисків. Таким чином молотки одного ряду зміщені щодо молотків сусіднього ряду на половину своєї товщини. У роторах такої конструкції кут зміщення молотка обмежений вирізом в диску ротора, зазвичай він перевищує 90°, що є достатнім для нормальних умов роботи дробарки. Недоліком цих конструкцій є неможливість збірки ротора з різним числом рядів молотків.

Диски з нішами (рис.1.7,д) застосовують для роторів великих дробарок, що використовуються при дробленні матеріалу крупністю понад 1000 мм і забезпечують вихід продукту дроблення до 30-50 мм.

1.5 Принцип роботи молоткової дробарки типу СМД –147

Дробарка СМД–147 призначена для дроблення крихких і м'яких матеріалів з межею міцності 100 МПа, та отримання дрібного продукту дроблення. Продуктивність до 180 т/год.; розмір щілини між колосниками 13 мм; діаметр ротора 800 мм, довжина 600 мм; частота обертання ротора 1000 об/хв.; найбільший розмір завантажувальних шматків матеріалу до 300 мм.

Основою дробарки (рис.1.8) служить зварна станина 11, що складається з нижньої і верхньої частин, з'єднаних між собою болтами. На внутрішній поверхні станини кріплять футеровки: задні 1 і 2, верхні 4, 5 і 6, бічну 7 і передню 8. У верхній частині дробарки розташовано завантажувальний отвір. З торців нижній частині станини зроблені дверцята для огляду і очищення решітки, а також для зміни колосників. У нижній частині розташована колосникова решітка 12.

Робочим органом дробарки є ротор 3, забезпечений системою молотків. Ротор дробарки (рис.1.8) складається з вала 3, на якому насаджені диски 5 з розташованими між ними дистанційними втулками 8. Втулки фіксую відстань між дисками. В отвори дисків вставлені осі 7, на які насаджені молотки 4. Молотки виконані литими і виготовлені з марганцевистої сталі. Форма молотка дозволяє після зношування одного боку переставляти його на іншу сторону. Переміщенню дистанційних втулок перешкоджає обмежувач 13. Вал ротора обертається в підшипниках кочення 12 розташованих в корпусах 2 і 10, які закриті кришками 1 і 11. Колосникова решітка дробарки (рис.1.9)

складається з двох половин: передній і задній. Кожна половина складається з двох дугових опор, у пази яких закладають колосники 3. Колосники кріплять за допомогою упорів 2, планок 1 і 5, а також системи розпірок 4 і 6.

1.6 Обгрунтування модернізації молоткової дробарки

Працездатність молоткових дробарок в цілому і її основні показники (продуктивність, витрата електричної енергії, надійність) в значній мірі залежать від того, наскільки ефективно і довго зможуть працювати молотки

Наведений вище аналіз показав, що слабкою ланкою в молотковій дробарці є молоток. Ця проблема загострюється ще тим, що крім високих витрат на молотки їх заміна викликає простої обладнання.

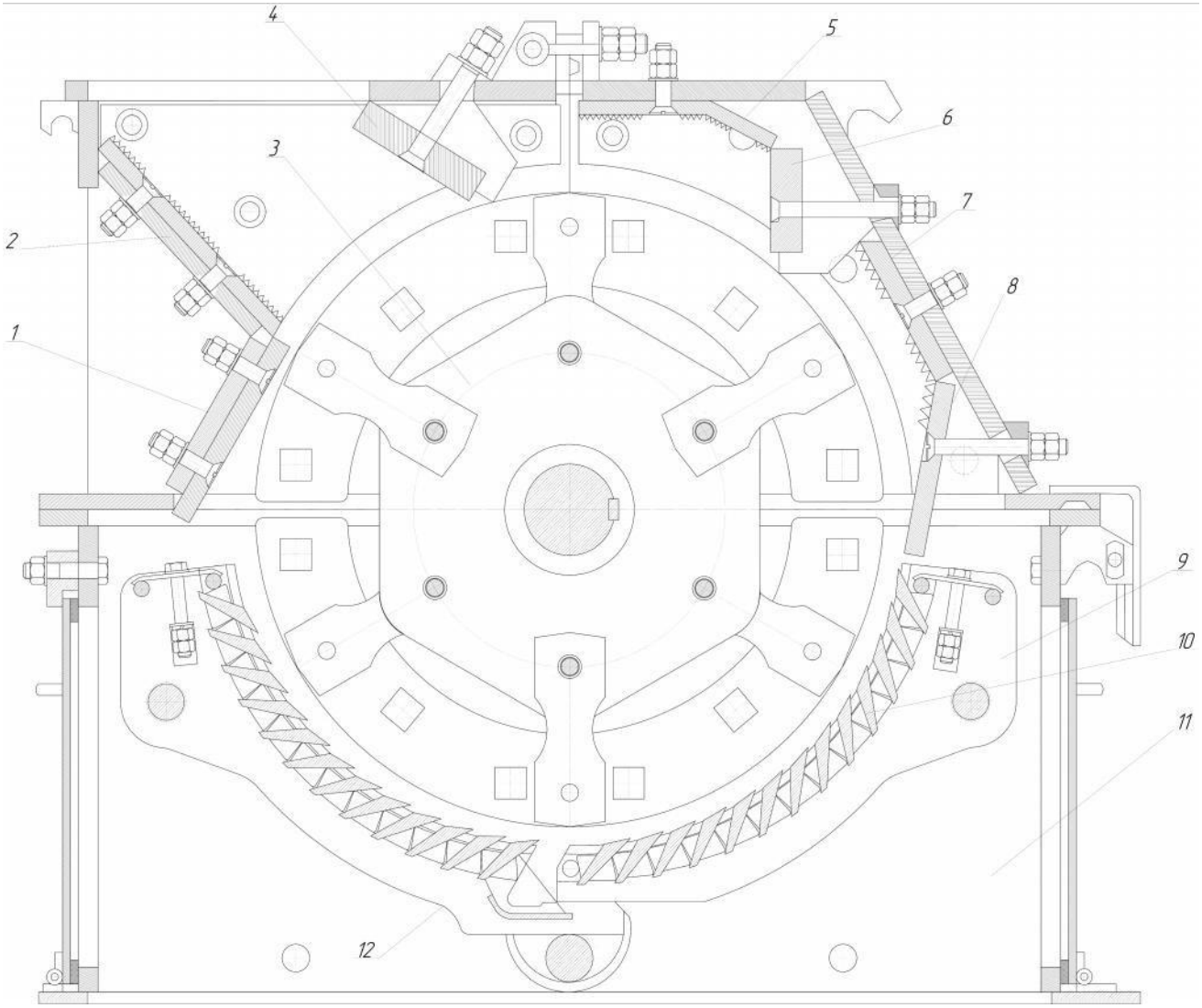
Подовжити час служби молотків можливо підібравши інший більш зносостійкий матеріал, що без зміни конструкції молотка суттєво не вплине на економічні показники. Тому для суттєвого збільшення строку служби потрібно змінювати і конструкцію і матеріал на більш зносостійкі та ефективні. Модернізація молотків старої конструкції (з двома робочими грання) не дасть суттєвого збільшення строку служби молотків.

Найбільш доцільним буде розробка нової конструкції молотка.

1.6.1 Обґрунтування параметрів молотка

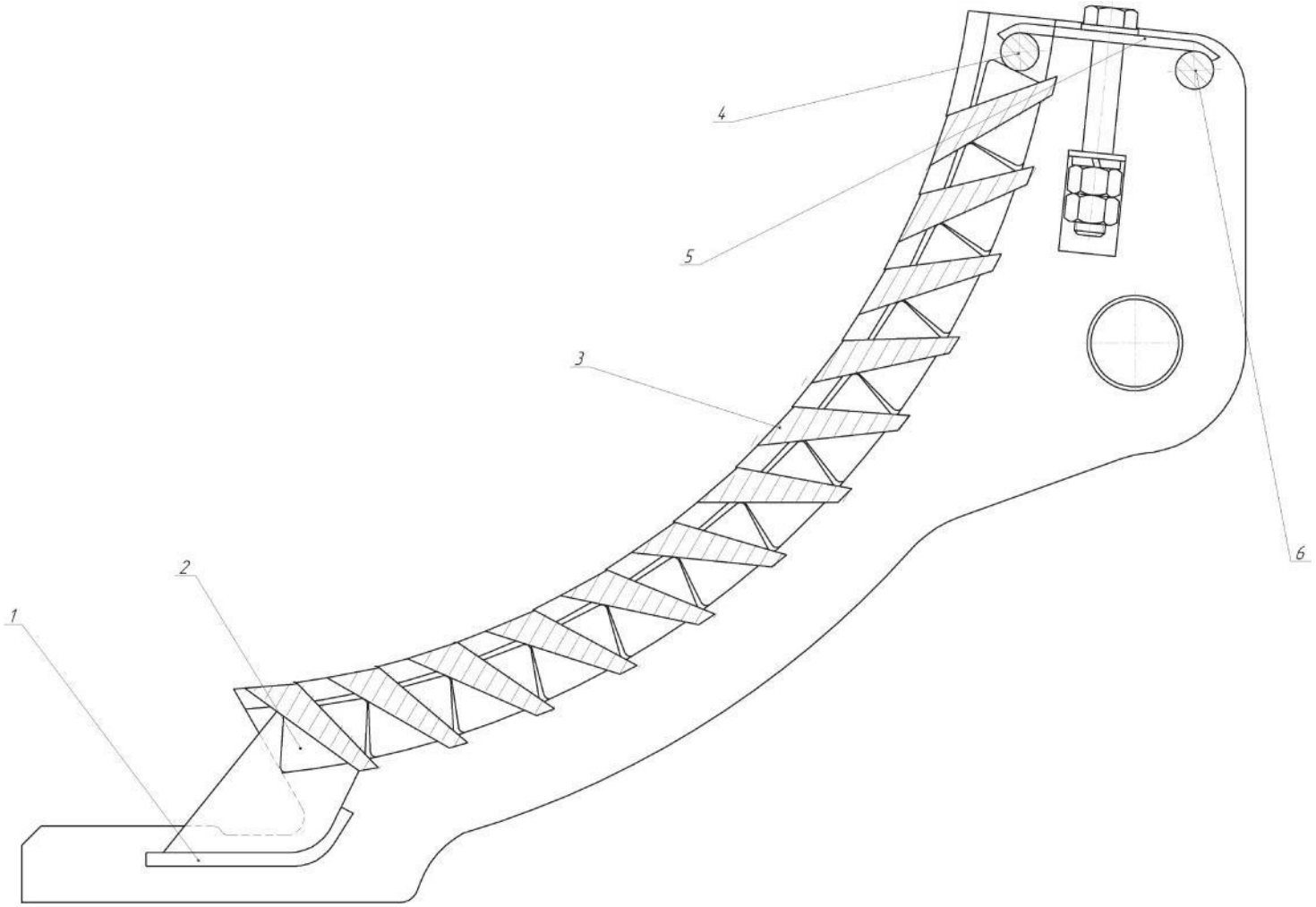
Після зношення обох граней молотка його потрібно переставити, тому потрібно виконати розрахунок кріплення молотка.

Товщина молотка вибирається з умови перекриття вала ротора установкою молотків в кільцевому порядку. Вона дорівнює 60 мм.



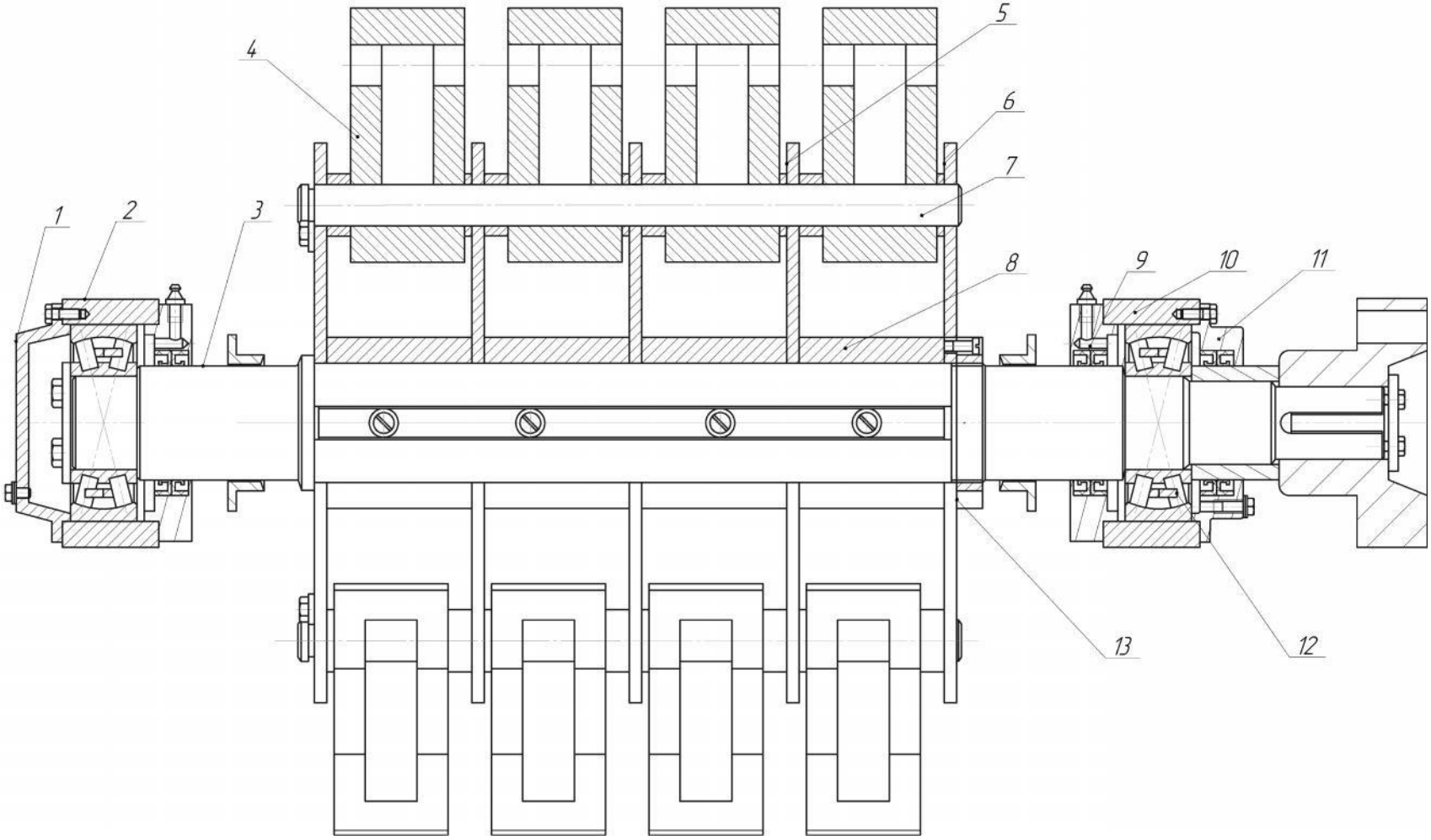
1, 2, 4–8 – футеровки, 3 – ротор, 9 – ролик, 10 – колосник, 11 – станина, 12 – колосникові решітки

Рисунок 1.8 – Розріз молоткової дробарки СМД – 147



1, 5 – планки, 2 – упор, 3 – колосники, 4, 6 – розпірки.

Рисунок 1.9 – Колосникова решітка дробарки СМД – 147



1, 11 – кришки, 2, 10 – корпус підшипників, 3 – вал, 4 – било, 5, 6 – диски, 7 – вісь, 8 – втулка, 9 – фіксатор, 12 – підшипник, 13 – обмежувач.

Рисунок 1.10 – Ротор дробарки СМД – 147

Висота приймається з урахуванням теорії ковзкого удару, тобто відстань між краєм молотка і відбійною плитою повинно бути рівним 3 мм, що відповідає шматку продукту дробарки. Ширина молотка становить 60 мм, що відповідає середньому розміру шматка що подається в дробарку.

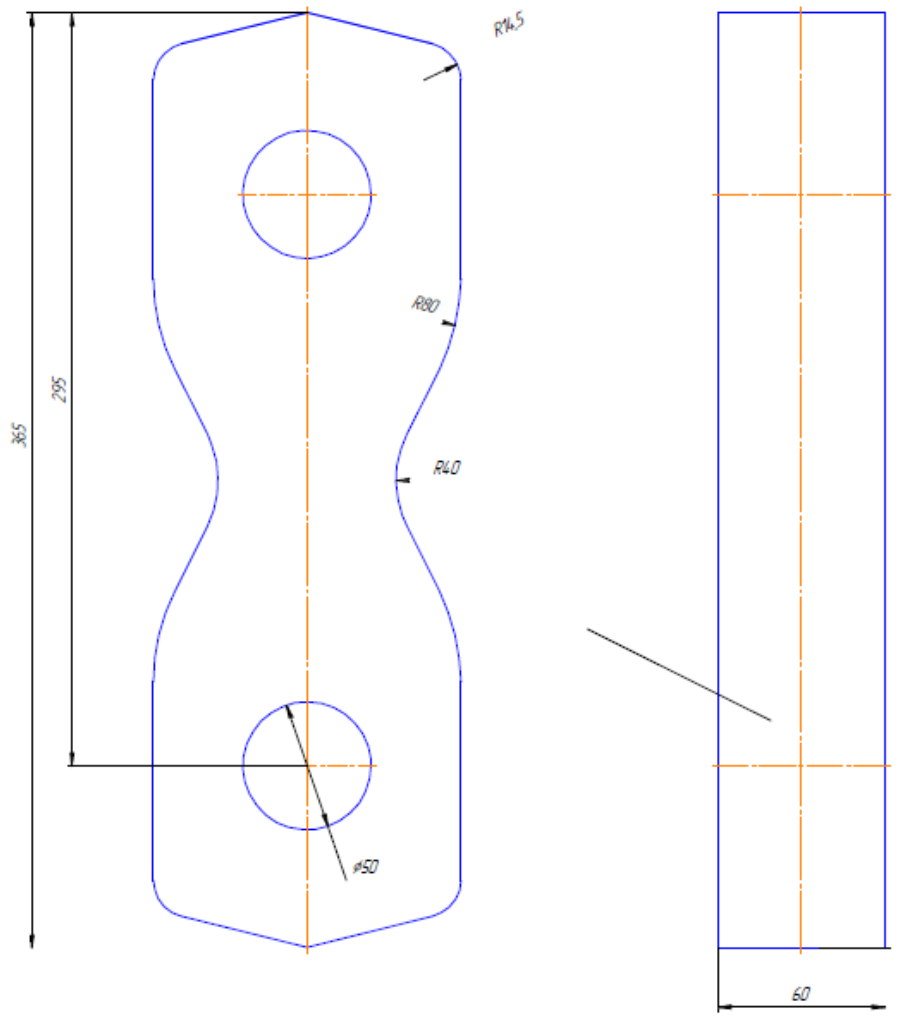


Рисунок 1.11 - Запропонована конструкція молотка

Отриманні данні задовільні отже, розміри молотка задовольняють вимогам і показують, що запропонована конструкція молотка підходить до установки на молоткових дробарках і ефективна при прямому і ковзному ударі.

Під час роботи молотка слід слідкувати за тим щоб відстань між робочою поверхнею та отвором була не менше 6 мм.

Для встановлення молотків нової конструкції необхідно змінити конструкцію проміжного диска, а саме збільшити шайби між дисками до 62 мм.

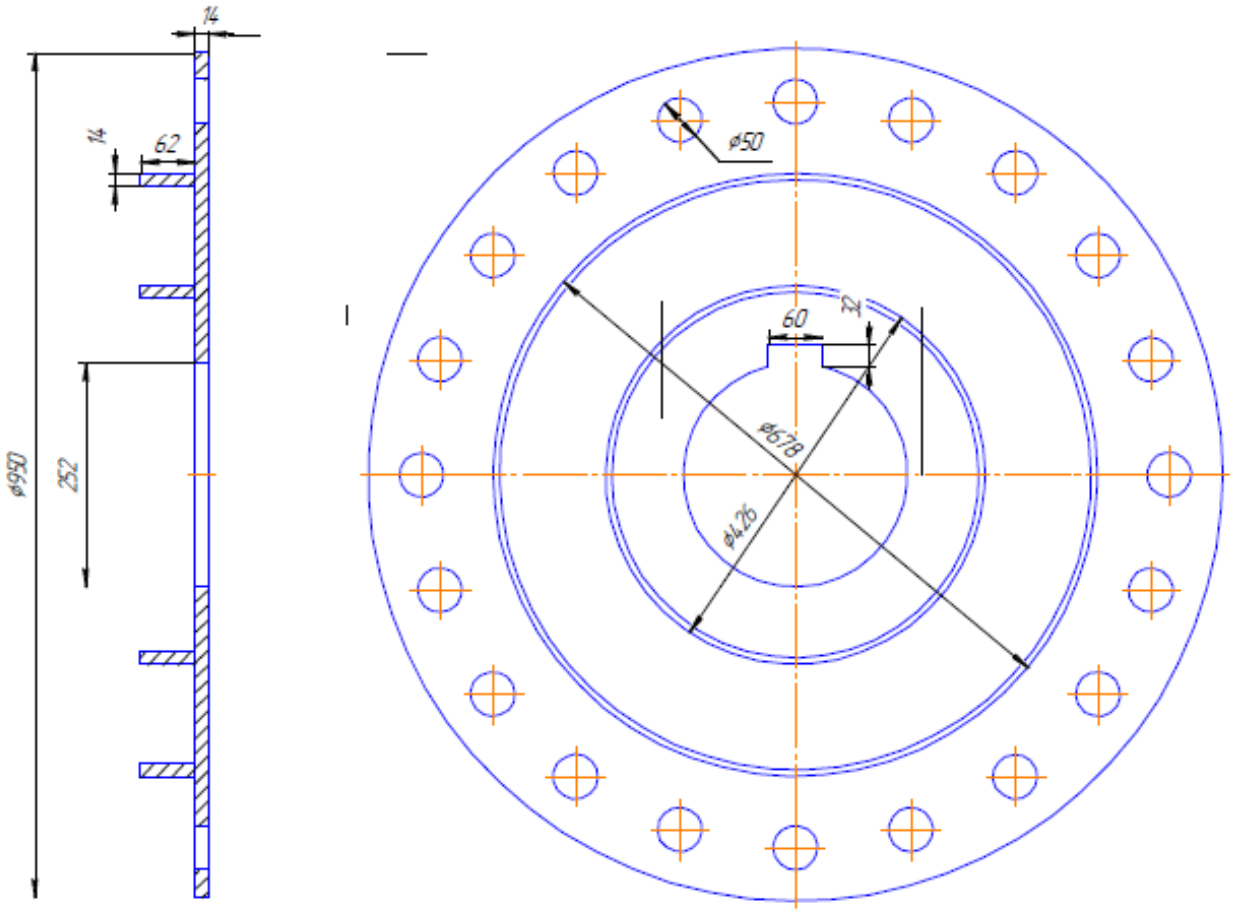


Рисунок 3.12 - Нова конструкція проміжного диска

1.6.2 Оптимальне розташування молотків на роторі

При розміщенні молотків по кільцевому типі зі зміщенням в півряда максимальне навантаження на ротор зменшується за рахунок того, що менше число молотків одночасно беруть участь в процесі дроблення, що дасть можливість швидше замінити молотки після їх зносу. За рахунок того, що вісі на яких закріплено молотки, коротші і при монтажі можна зміщувати вісі одночасно знімаючи молотки з одної сторони і встановленням їх з іншої.

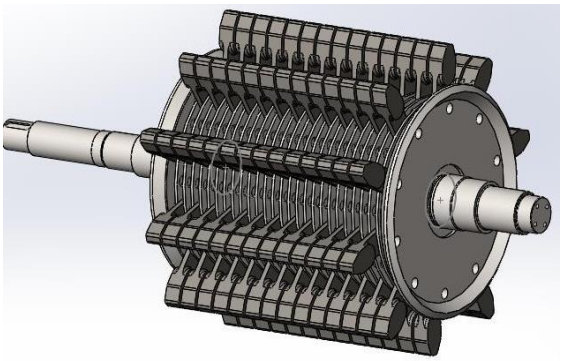


Рисунок 1.13 – Стара конструкція ротора

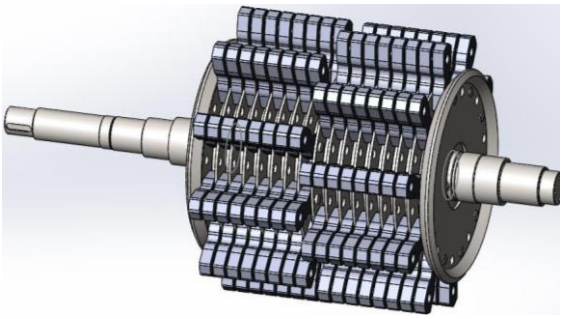


Рисунок 1.14 – Нова конструкція ротора

2 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА

2.1 Розрахунок параметрів молоткової дробарки для подрібнення вапняку

Розрахунок енергосилових параметрів молоткової дробарки

Вхідні дані

Маса молотка, кг	15,6;
Число молотків на роторі, шт	130;
Частота обертання ротора, $хв^{-1}$	740;
Витратна потужність, кВт	310;
Діаметр ротора, мм	1450;
Довжина ротора, мм	2270;

2.2 Розрахунок енергії руйнування матеріалу

Для знаходження енергії руйнування, необхідно знати або обчислити значення наступних параметрів:

1) Маса молотка m_1=15,6 кг (дається в технічній характеристиці молоткової дробарки).
2) Маса шматка матеріалу.

Подрібнювальний матеріал - вапняк.

У середньому діаметр шматків матеріалу, що надходять у дробарку дорівнює 50мм.

Масу шматка матеріалу обчислимо за формулою [9]:

$$m_2 = V^I \gamma_2, \qquad (2.1)$$

де V^I – обсяг шматка матеріалу;

γ_2 – питома вага вапняку; γ_2 =2,2 кг/дм^3.

Для визначення обсягу шматка матеріалу, його форму приймаємо у вигляді кулі.

Тоді

$$V^I = \frac{1}{6}\pi D^3, \qquad (2.2)$$

де D – діаметр шматка матеріалу,мм

$$V^I = \frac{1}{6}\cdot 3{,}14\cdot 50^3 = 65449{,}8 \text{ мм}^3 = 6{,}54\ 10^{-2} \text{дм}^3$$

Знаходимо масу шматка матеріалу:

$$m_2 = V^I\gamma_2 = 6{,}54\cdot 10^{-2}\cdot 2{,}2 = 1{,}44 \text{ Н}$$

Лінійну швидкість молотка визначимо за формулою:

$$V_0 = \omega R; \qquad (2.3)$$

де ω – кутова швидкість ротора, с$^{-1}$,

R – радіус обертання молотка, м .

При числі обертів ротора n = 740 хв$^{-1}$

$$V_0 = \frac{\pi n}{30}R = \frac{3{,}14\cdot 740}{30}\cdot 725\cdot 10^{-3} = 56{,}1 \text{ м/с}$$

Знаходимо енергію руйнування матеріалу при n=740 хв$^{-1}$:

$$E_p = \frac{m_{12}; m_0\cdot (V)^2}{2(m_1 + m_2)}; \qquad (2.4)$$

$$E_p = \frac{156 \cdot 1{,}44 \cdot (56{,}1)^2}{2(156 + 1{,}44)} = 2245 Дж$$

2.3 Розрахунок потужності електродвигуна

Споживана потужність витрачається на відновлення енергії, що губиться молотками при ударах по шматках матеріалу, який руйнується, подрібнення матеріалу стиранням на колосникових ґратах, тертя в опорах ротора й подолання опору повітря в дробарці.

Настановна потужність електродвигуна дробарки враховує конструктивні й технологічні параметри й показники машини [15].

Дійсна дробарка працює при кількості обертів ротора n=740 хв$^{-1}$.

Визначимо потужність по формулі:

$$N = 7{,}5 D_p^2 L_p \frac{n}{60}; \qquad (2.5)$$

де D_p – діаметр ротора, м;

L_p – довжина ротора, м;

n – число обертів ротора, хв$^{-1}$.

Підставляємо представлені значення у формулу (2.18):

$$N = 7{,}5 \cdot 1{,}45 \cdot 2{,}27 \cdot \frac{740}{60} = 304{,}5 \text{ кВт.}$$

З огляду на можливі перенавантаження вибираємо по довіднику електродвигун БАМСО 15-10-8, потужність 310 кВт. [24]

2.4 Розрахунок валу ротора

2.4.1 Розрахунок валу ротора на міцність

Вал ротора молоткових дробарок випробовує складний опір. Зовнішні сили, що діють на вал, викликають у його поперечних перерізах крутний момент $M_{кр}$, згинальний момент $M_{зг}$, поперечні сили Q.

Навантаження, що діє на вал ротора приймаємо рівним [15]:

$$q=Z_1 m_1 + Z_3 m_3 + Z_4 m_4 + Z_5 m_5 + Z_6 m_6, \quad (2.6)$$

де Z_1 – число молотків на роторі;

Z_3 – число втулок виду А;

Z_4 – число втулок виду В;

Z_5 – число осей на роторі;

Z_6 – число дисків на роторі;

m_1 – маса молотка, кг;

m_3 – вага втулки виду А, кг;

m_4 – вага втулки виду В, кг;

m_5 – вага осі, кг;

m_6 – вага диска, кг;

Формулу (2.1) можна записати у вигляді:

$$q=130\cdot 156+27\cdot 74{,}7+27\cdot 53{,}3+13\cdot 203+11\cdot 500=31875 \text{ Н}$$

Схема навантаження валу ротора представлена на рис. 2.1

Згинальний момент від поперечних сил обчислюємо по формулі:

$$M_{зг}=\frac{ql^2}{2} \quad (2.7)$$

де l – відстань, на якій діє розподілене навантаження q,*m.*

Причому максимальне значення згинального моменту доводиться на середину ділянки (рис. 2.1 б).

Підставляємо значення q й l у формулу (2.2)

$$M_{зг} = \frac{31875 \cdot (1{,}25)^2}{2} = 24902 \text{ Нм.}$$

Крутний момент визначимо по формулі:

$$M_{кр} = \frac{N}{\omega}, \tag{2.8}$$

де N – витрачаєма потужність, Вт;

ω – кутова швидкість обертання ротора, $с^{-1}$.

$$M_{кр} = \frac{310 \cdot 10^3 \cdot 30}{\pi n} = \frac{310 \cdot 10^3 \cdot 30}{3{,}14 \cdot 740} = 4002 \text{ Нм.}$$

Епюра $M_{кр}$ показана на рис. 2.1 в.

Сумарний момент від вигину й крутіння дорівнює:

$$M_{мах}=M_{зг}+M_к \tag{2.9}$$

$$M_{мах}=24902+4002=28904 \text{ Нм}$$

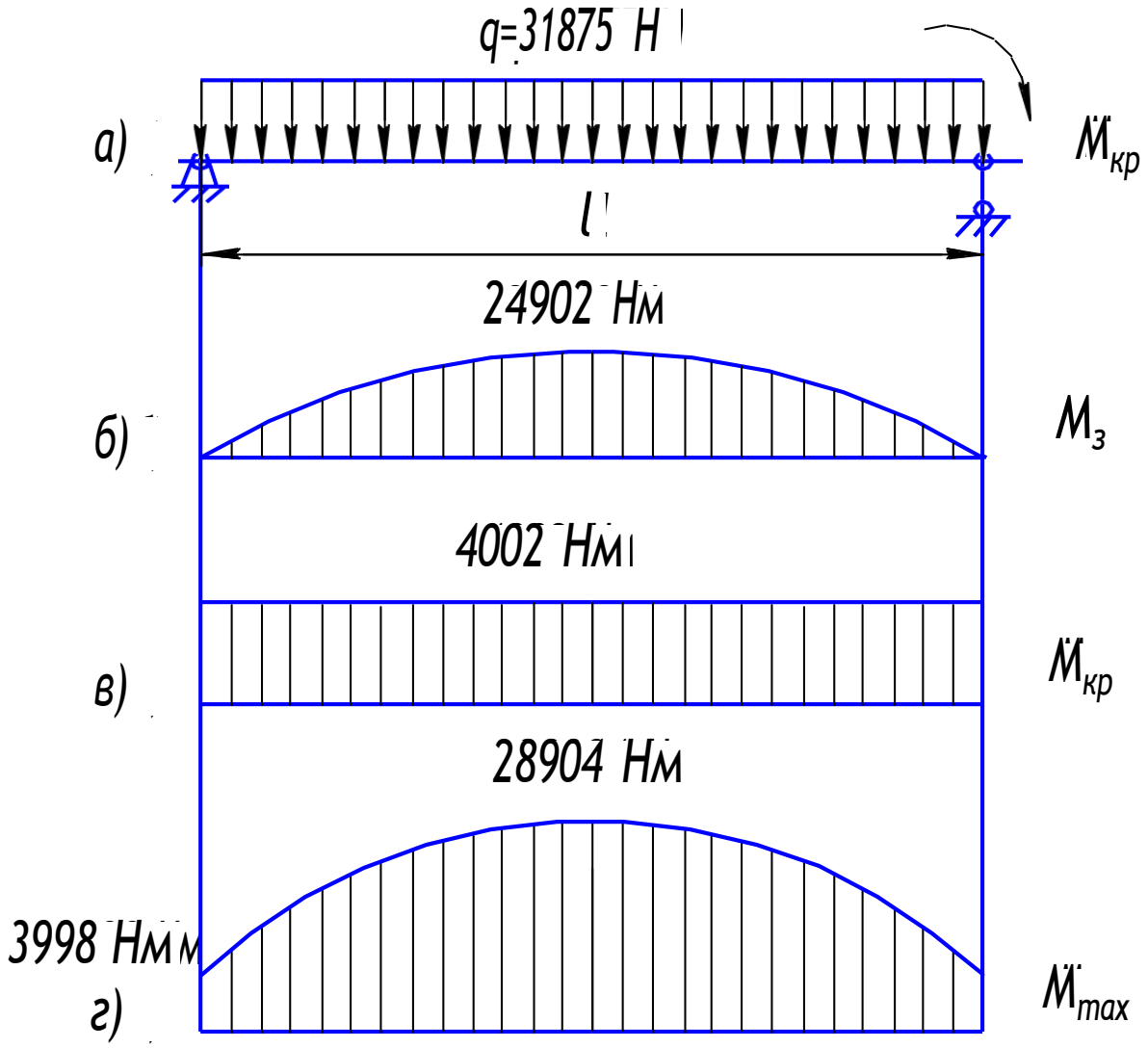
Будуємо епюру сумарних моментів (рис 2.1). Перевіримо вал ротора на міцність. При цьому повинна виконуватися умова:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot [M]}{\pi [\sigma]_{пр}}} \tag{2.10}$$

де d – діаметр вала ротора, м;

$M_{пр}$ – розрахунковий наведений момент, Нм;

$[\sigma]$ – допустима межа міцності матеріалу вала ротора, $[\sigma]$ =598МПа.



а – схема навантаження вала ротора; б – епюра згинальних моментів;

в – епюра крутних моментів; г – епюра сумарних моментів.

Рисунок 2.1 - Розподіл навантаження на валу ротора

Наведений момент знайдений по енергетичній теорії міцності:

$$M_{пр} = \sqrt{M_u^2 + 0{,}75M_{кр}^2} \qquad (2.11)$$

Підставивши у формулу (2.6) відповідні значення, одержимо

$$M_{пр} = \sqrt{24902^2 + 0{,}75 \cdot 4002^2} = 25200 \text{ Нм.}$$

Необхідний діаметр вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 25200}{3{,}14 \cdot 598 \cdot 10^6}} = 0{,}078\text{м} = 78\text{мм.}$$

Із конструктивних міркувань приймаючи до уваги динамічну складову виникаючу під час дроблення, яка може перевищувати статичне навантаження до 3-х разів, а також з мови того, що під час дроблення до дробарки може попасти матеріал із більшою щільністю ніж вапняк приймає середній діаметр валу ротора рівний 252 мм.

2.4.2 Перевірочний розрахунок вала ротора на втому й статичну міцність

Визначимо крутний момент по формулі 2.3

Кутова швидкість

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \qquad (2.12)$$

$$\omega = \frac{3{,}14 \cdot 740}{30} = 77{,}45 c^{-1}$$

$$M_{kp} = 310 \cdot 10^3 \cdot 77{,}45 = 4002 \text{ Нм.}$$

Окружна сила на роторі: $P_t = \frac{2P}{d_p}$ (2.13)

$$P_t = \frac{2 \cdot 63486}{145} = 877566{,}9 \ H.$$

Радіальне навантаження на роторі:

$$P_z = P_t tg\alpha.$$

$$P_Z = 87566{,}9 \cdot 0{,}364 = 31874{,}3 \text{ Н}$$

Консольне навантаження на вал від муфти:

$$F_m = C_p \cdot \Delta; \qquad (2.15)$$

де C_p – жорсткість муфти ($650\sqrt[3]{T_н}$);

Δ – радіальне зміщення валів $\Delta = 0{,}3$.

$$F_m = 16137 \cdot 0{,}3 = 4841{,}1 \text{ Н}$$

Будуємо епюри згинальних моментів у вертикальній площині (рис.2.2). Визначаємо опорні реакції.

$$\sum M_A = 0: \qquad F_m \cdot 0{,}675 - P_t \cdot 1{,}135 + R_{Bx} \cdot 2{,}270 = 0.$$

$$_{Bx} = \frac{-F_m \cdot 0{,}675 + P_t \cdot 1{,}135}{2{,}270} = \frac{-4841{,}1 \cdot 0{,}675 + 87566{,}9 \cdot 1{,}135}{2{,}27} = 42344 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = 0: \qquad -F_m \cdot 2{,}945 + R_{Ax} \cdot 2{,}27 - P_t \cdot 1{,}135 = 0$$

$$R_{Ax} = \frac{F_m \cdot 2{,}945 + P_t \cdot 1{,}135}{2{,}27} = \frac{4841{,}1 \cdot 2{,}945 + 87566{,}9 \cdot 1{,}135}{2{,}27} = 50069 \text{ Н}$$

Перевіримо правильність визначення реакцій

$$\sum X = -F_m + R_{Ax} - P_t + R_{Bx} = -4841{,}1 + 50064 - 87566{,}9 + 42344 = 0$$

Будуємо епюру згинальних моментів M_B для чого визначаємо їх значення в характерних перетинах вала [17]

- у перетині С: M_B=0
- у перетині А: $M_B = F_m$ 0,675=4841,1 0.675=3267,7 Нм

· у перетині Д: $M_B = 1{,}135 \cdot R_{Bx}$ у перетині В: $M_B = 0$

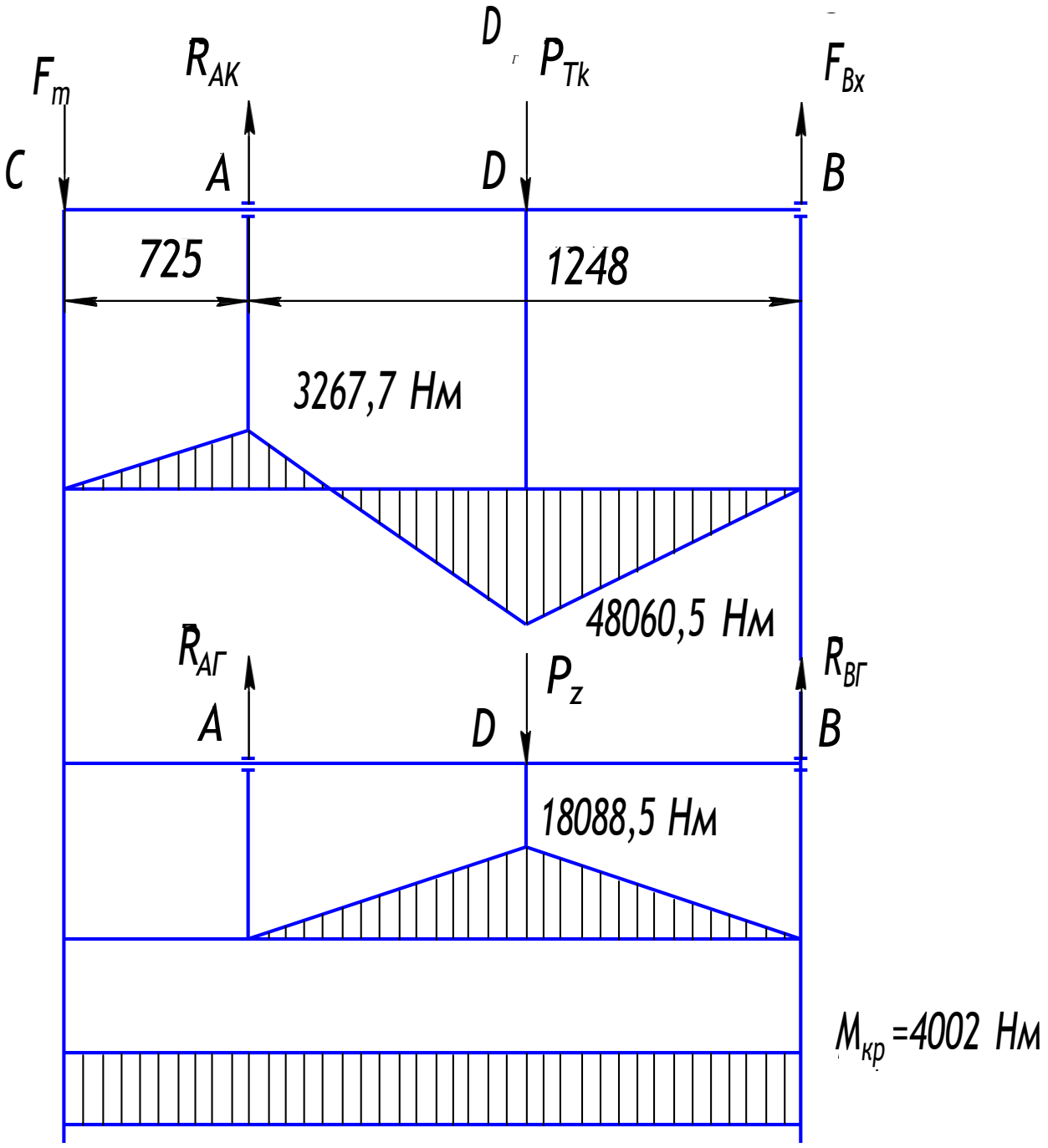


Рисунок 2.2 - Епюри згинальних моментів вала ротора дробарки

Визначаємо опорні реакції:

$= 42344 \cdot 1{,}135 = 48060{,}5$ Нм

$\sum M_A = 0$: $\quad P_Z \cdot 1{,}135 - R_B \cdot 2{,}27 = 0$

$$R_{B_Д} = \frac{P_Z 1.135}{2{,}27} = 15937 \ H$$

$$R_A = R_B = 15937 \ H.$$

Перевіряємо правильність визначення реакцій:

$\sum Y = 0$ $\quad R_{A_Д} - P_Z + R_{B_Д} = 15937 - 31874 + 15937 = 0$

Будуємо епюри згинальних моментів $M_Г$, для чого визначаємо їхнього значення в характерних перетинах вала:

- у перетині С: $M_Г = 0$
- у перетині А: $M_Г = 0$
- у перетині Д: $M_Г = R_{AГ} \cdot 1{,}135 = 18088{,}5 \ Нм$
- у перетині В: $M_Г = 0$

Будуємо епюри крутних моментів.

Передача крутного моменту відбувається уздовж осі вала від середини зуба зубчастої муфти до кінця ротора дробарки

$M_{кр} = 4002$ Нм

Згідно з формою вала й епюрами $M_і$ й $M_{кр}$ приблизно небезпечними перерізами вала, що підлягають перевірці на втомну міцність, є перетини I–I й II–II, у яких є концентратори напруги й виникають найбільші моменти [15,17].

Визначаємо згинальні моменти:

$$M_{B_I} = -F_m \cdot 0{,}973 + R_A \cdot 0{,}3 = -4841{,}1 \cdot 0{,}973 + 50064 \cdot 0{,}3 = 10309 \text{ Нм}$$

$$M_{B_{II}} = -F_m \cdot 1{,}88 + R_A \cdot 0{,}835 = -4841{,}1 \cdot 1{,}88 + 50064 \cdot 0{,}835 = 37093{,}4 \text{ Нм}$$

$$M_{Г_I} = -R_{A_Г} \cdot 0{,}3 = -15937 \cdot 0{,}3 = -4781{,}1 \text{ Нм}$$

$$M_{Г_{II}} = -R_{A_Г} \cdot 0{,}835 = -15937 \cdot 0{,}835 = -13307{,}4 \text{ Нм}$$

Сумарні згинальні моменти в перетинах I–I й II–II

$$M_I = \sqrt{M_{B_I}^2 + M_{Г_I}^2} = \sqrt{10309^2 + 4781{,}1^2} = 11400 \text{ Нм}$$

$$M_{II} = \sqrt{M_{B_{II}}^2 + M_{Г_{II}}^2} = \sqrt{37093{,}4^2 + 13307{,}4^2} = 37120 \text{ Нм}$$

Визначимо номінальні напруження в перетині I:

$$\sigma_{u1} = \frac{M_I}{W_I} = \frac{11400}{0{,}1 \cdot 0{,}252^3} = 7{,}3$$

$$\sigma_{uII} = \frac{M_{II}}{W_{II}} = \frac{37120}{0{,}1 \cdot 0{,}252^3} = 23{,}8$$

У перетинах I–I й II–II відсутні поздовжні сили, отже, нормальне напруження в цих перетинах змінюється по симетричному циклу з амплітудою

I перетин $\sigma_a = \sigma_u = 7{,}3$ $\sigma_m = 0$

II перетин $\sigma_a = \sigma_u = 23{,}8$ $\sigma_m = 0$

Напруження крутіння в I й II перетинах однакові

$$\tau_k = \frac{M_{kp}}{W_{kp}} = \frac{4002}{0{,}2 \cdot d_1^3} = 1{,}25 \text{ МПа}$$

При віднульовому циклі зміни дотичних напруженнях

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_k}{2} = \frac{1{,}25}{2} = 0{,}625 \text{ МПа}$$

У перетині I–I жолобник $R_\sigma = 1{,}49; R_\tau = 1{,}37$

У перетині II–II шпонковий паз $R_\sigma = 1{,}89; R_\tau = 1{,}71$

Для вуглецевих сталей з діаметром вала від 150 до 500мм $\varepsilon_\sigma = 0{,}6$; $\varepsilon_\tau = 0{,}6$

Визначимо коефіцієнт запасу міцності вала в перетині I–I по нормальним і дотичним напруженню:

$$n_{\sigma 1} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{R_\sigma \sigma_a}{\varepsilon_a} + \tau_a \sigma_m} = \frac{295}{\frac{1{,}49 \cdot 7{,}3}{0{,}6}} = 16{,}2, \qquad (2.16)$$

Для сталі 45 $\sigma_{-1} = 295$ МПа, тоді

$$\tau_{-1} = 0{,}58 \cdot 295 = 171{,}1 \text{ МПа}$$

$$n_{\tau 1} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{R_\tau \tau_a}{\varepsilon_\tau} + \psi_\tau \tau_m} = \frac{171{,}1}{1{,}37 \cdot 0{,}635 / 0{,}6 + 0{,}1 \cdot 0{,}625} = 83{,}6, \qquad (2.17)$$

де $\psi_\tau = 0{,}1$

Розрахунковий коефіцієнт запасу міцності для перетину I–I

$$n_I = \frac{n_{\sigma 1} n_{\tau 1}}{\sqrt{n^2_{\sigma 1} + n^2_{\psi 1}}} = \frac{16{,}2 \cdot 83{,}6}{\sqrt{16{,}2^2 + 83{,}6^2}} = 15{,}9 > [n] = 1{,}5 \qquad (2.18)$$

Визначаємо коефіцієнт запасу міцності вала в перетині II–II по нормальним і дотичним напруженням:

$$n_{\sigma II} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{R_\sigma \sigma_a}{\varepsilon_a}} = \frac{295}{\frac{1{,}87 \cdot 7{,}3}{0{,}6}} = 12{,}83$$

$$n_{\tau II} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{R_\tau \tau_a}{\varepsilon_\tau} + \psi_\tau \tau_m} = \frac{171{,}1}{1{,}71 \cdot 0{,}625 / 0{,}6 + 0{,}1 \cdot 0{,}625} = 92{,}9$$

Розрахунковий коефіцієнт запасу міцності для перетину II–II:

$$n_{II} = \frac{n_{\sigma_{II}} n_{\tau_{II}}}{\sqrt{n^2_{\sigma_{II}} + n^2_{\tau_{II}}}} = \frac{12{,}83 \cdot 92{,}9}{\sqrt{12{,}83^2 + 92{,}9^2}} = 12{,}72 > [n] = 1{,}5$$

2.2 Розрахунок вальниць ротору на довговічність

Вихідні дані:

Діаметр посадочного місця $d_B = 170$ *мм*

Частота обертання валу $n = 750$ *хв*$^{-1}$

Динамічне навантаження $C = 1320$ *кН*

Для посадочних місць валу намічаємо дворядні сферичні вальниці серії 3534, що мають наступні параметри:

$$d \times D \times B = 170 \times 360 \times 120 \text{ мм}$$

Осьове навантаження

$$F_r = R_{A\Sigma} = 37{,}5 \text{ кН}$$

Величина еквівалентного навантаження [15]

$$F_э = F_r \cdot V \cdot K_\sigma \cdot K_T$$

де K_T – температурний коефіцієнт, $K_T = 1{,}05$ [5].

K_σ – коефіцієнт безпеки, $K_\sigma = 1{,}85$ [5].

V – коефіцієнт при обертанні внутрішнього кільця V=1:

$$F_э = 37{,}5 \cdot 1 \cdot 1{,}05 \cdot 1{,}8 = 70{,}9 \text{ кН}$$

Номінальна довговічність вальниці:

$$L = \left(\frac{C}{F_E}\right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{1320}{70{,}9}\right)^{\frac{10}{3}} = 15466{,}5 \text{ млн.об.}$$

Розрахункова довговічність:

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n} = \frac{15466{,}5 \cdot 10^6}{60 \cdot 750} = 34 \cdot 10^4 \text{ ч}$$

Розрахункова довговічність більше потрібної вальниці серії 3534 підходять.

2.5 Вибір канату для виготовлення стропа і стропа для стропування ротора дробарки

Вихідні дані.

Вага вузла ротора Q=65 кН

Кількість віток стропа Z=4

Кут нахилу витка $\alpha = 45°$

Метод стропування підхопленням

Відстань між місцями стропування a=1900 мм

Рішення.

1.Зусилля в одній вітці стропа [19]:

$$F_{max} = \frac{Q}{Z \cdot \cos\alpha} \cdot k_H ,$$

де: k_H - коефіцієнт,який ураховує нерівномірності розподілу зусилля між витками стропа Z≥ 4; $k_H = 1{,}3 \ldots 1{,}4$. Приймаємо $k_H = 1{,}4$

$$F_{max} = \frac{65}{4 \cdot 45°} \cdot 1{,}4 = 32{,}2\ кН$$

2.Розривне зусилля в канаті:

$$F_{роз} = F_{mak} \cdot k ,$$

де: к – коефіцієнт запасу міцності, який залежить від методу стропування; $к$=6

$$F_{роз} = 32{,}2 \cdot 6 = 193{,}2\ кН$$

3.Вибір канату По ДСТУ 2688-80 [15]

Вибираємо канат який має наступну характеристику: Тип ЛК-Р6х19+10с

Розривне зусилля $F_{роз} = 203\ кН$

Діаметр канату $d_k = 19{,}5\ мм$

Маркувальна група $\sigma_в = 1700\ МПа$

4.Орієнтована довжина стропа:

$$L = \frac{2 \cdot \alpha}{2 \cdot \sin 45°} + l_{обх},$$

де: $l_{обх}$ – довжина каната на обов'язку вантажу; $L_{обх}$ = 0,8 м

$$L = \frac{2 \cdot 1900}{2 \cdot \sin 45°} + 0{,}8 \approx 4\ м$$

5.Вибір стропа:

По ДСТУ Б.В.2.8-10-98 вибираємо строп двопетльовий, який має слідуючу характеристику:

Тип	СКП-3
Вантажопідйомність	G=30 кН
Розривне зусилля	$F_{роз}$ = 203 *кН*
Діаметр канату	d_k = 19,5 *мм*
Маркувальна група	$\sigma_в$ = 1700 *МПа*
Довжина стропа	L=4 мм
Довжина петлі	l = 0,8 *мм*

3 ЕКСПЛУАТАЦІЙНА ЧАСТИНА

3.1 Монтаж дробильного устаткування

Заводи-виробники відправляють замовникам дробарки в залежності від їх розмірів у зібраному вигляді або укрупненими складальними одиницями. Монтаж дробарок, що надходять у зібраному вигляді, полягає в установці на фундамент, вивірки на фундаменті у плані та на горизонтальність.

Монтаж дробарок, що поставляються в розібраному вигляді укрупненими складальними одиницями, виконують згідно з заводськими інструкціями і схемами монтажно-складального маркування [19,20].

Монтаж молоткових дробарок. Дробарки, що поставляються в зібраному вигляді, монтують в зборі на установочних гвинтах. Установочними базами при монтажі служать установочні майданчик на корпусах і оброблені поверхні ротора. Приводи дробарок монтують за установочними базами на рамі.

Великогабаритні дробарки монтують складальними одиницями, послідовно встановлюючи корпус, рухливу плиту, ротор і привод ротора. При вивірки корпусу за базу приймають оброблені майданчики, призначені для установки підшипників ротора. Заводами поставляються дробарки з відбалансованим ротором.

3.2 Розрахунок фундаменту під молоткову дробарку СМД – 147

Фундаменти призначені для передачі зусиль на грунт і зменшення вібрації машин при експлуатації. Їх виконують з бетону у вигляді блоків, розділених деформаційними швами різного призначення (осадові, усадочні та ін.) Вихідними показниками для проектування фундаментів є параметри і габаритні розміри основ машин, схема навантаження фундаменту (рис. 3.1), дані про геологію, гідрогеології та фізико–механічні властивості грунту, схеми прив’язки фундаменту до будівлі, розташування закладних частин, приямків і каналів.

Фундамент повинен бути спроектований так, щоб дотримувалася умова [19,20]

$$\rho = K_Д \left(\frac{G_{облад} + G_{фунд} + P_{тех}}{a'' b''} + \sum \frac{M_{пер}}{W} \right) \le [\rho] \qquad (3.1)$$

де $K_Д$ – коефіцієнт динамічності фундаменту, $K_Д$ = 2,1;

$G_{облад.}$ – загальна вага обладнання, що встановлюється на фундамент,

$G_{облад}$ = 4300 кг;

$G_{фунд.}$ – вага фундаменту знаходжу з наступної формули.

$$G_{фунд.} = V_{фунд.} \cdot \rho', \qquad (3.2)$$

де $V_{фунд.}$ – обсяг фундаменту приймається з розрахунку, що на одну тонну встановленого обладнання витрачають 3…5 м^3 бетону. Також з урахуванням того, що в фундаменті виконується технологічна ніша (рис.3.1) розмірами 1,150×1,5×0,6 м під встановлення конвеєра, загальний об'єм фундаменту необхідно зменшити на величину об'єму данної ніши:

$$V_н = 1{,}15 \cdot 1{,}5 \cdot 0{,}6 = 1{,}04 \text{ м}^3$$

тоді $$V_{фунд.} = 3 \cdot V_{дроб} - V_н = 3 \cdot 4{,}3 - 1{,}04 \approx 12 \text{ м}^3;$$

ρ' – щільність бетону, для армованого бетону приймаємо $\rho = 2{,}2 \cdot 10^3$ кг/м^3.

Виходячи з формули (3.12) знаходимо вагу фундаменту [19,20]:

$$G_{фунд} = 12 \cdot 2{,}2 \cdot 10^3 = 26\,400 \text{ кг}$$

$P_{тех.}$ – в даному випадку вертикальна складова технологічного навантаження дорівнює 150 кг і складається з сили ваги подрібнювального матеріалу.

Фундамент будь–якого обладнання складається з двох основних частин: безпосередньо фундаменту і підошви фундаменту.

Розміри самого фундаменту (рис.3.1) приймається з урахуванням довжини і ширини встановленого обладнання.

Визначаємо розміри підошви фундаменту з наступних формул:

$$a' = a' + 2\delta', \tag{3.3}$$

$$b' = b' + 2\delta', \tag{3.4}$$

де *a', b'* – розміри фундаменту, (δ' = 200–300 мм).

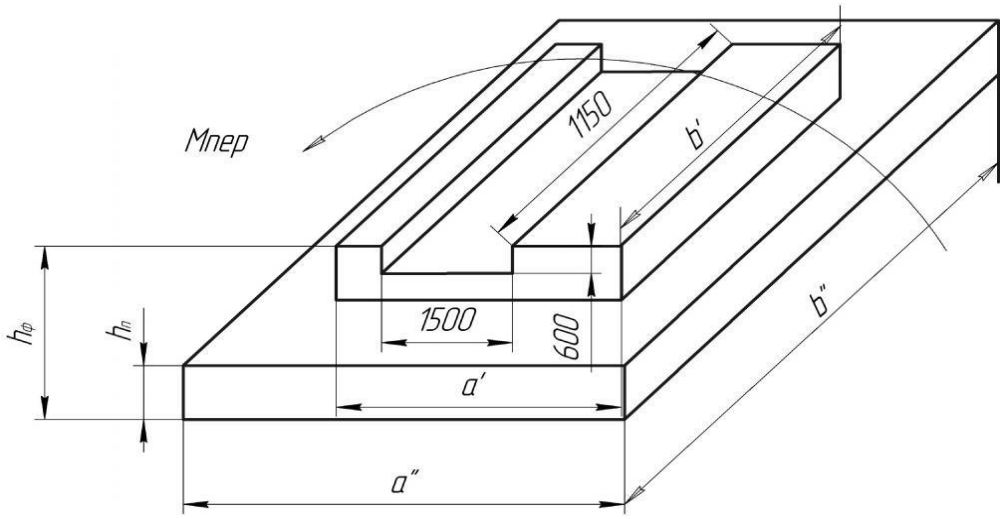


Рисунок 3.1 – Фундамент під молоткову дробарку СМД – 147

Розміри фундаменту знаходимо з наступних формул

$$a = a + 2\delta, \tag{3.5}$$

$$b' = b + 2\delta, \tag{3.6}$$

де *a, b* – габаритні розміри устаткування a = 1,26 м, b = 2,22 м, (δ = 100…200 мм).

Виходячи з формул (3.5 , 3.6) знаходимо розміри фундаменту

$$a' = 1{,}26 + 0{,}2 = 1{,}46 \text{ м}$$

$$b' = 2{,}22 + 0{,}2 = 2{,}42 \text{ м}$$

Виходячи з формул (3.5, 3.6) знаходимо розміри підошви фундаменту

$$a'' = 1{,}46 + 0{,}3 = 1{,}76 \text{ м}$$

$$b'' = 2{,}42 + 0{,}3 = 2{,}72 \text{ м}$$

З врахуванням тієї обставини що дробарка з'єднана жорстко з двигуном через муфту, перекидний момент не може бути більшим ніж $M_{опр.дв} \cdot 0{,}1$

Знаходимо перекидний момент $M_{пер.дроб}$ з наступної формули:

$$M_{пер.дроб} = M_{пер.дв} \cdot 0{,}1 \ , \qquad (3.7)$$

де $M_{пер.дв}$ – перекидний момент двигуна, знаходиться по формулі:

$$M_{пер.дв} = 9550 \frac{P_{дв}}{n_{дв}}, \qquad (3.8)$$

де $P_{дв}$ – потужність двигуна, $P_{дв} = 100$ кВт;

$n_{дв}$ – оберти двигуна, так як дробарка може працювати при $n_{дв}$ =1000 хв$^{-1}$ та $n_{дв}$ = 1500 хв$^{-1}$ для розрахунків обираємо $n_{дв}$ = 1000 хв$^{-1}$: .

$$M_{пер.дв} = 9550 \frac{100}{1000} = 955 \text{Н} \cdot \text{м} = 97{,}3 \text{кг} \cdot \text{м} = 9730 \text{кг} \cdot \text{см}$$

Виходячи з формули (3.7) знаходимо перекидний момент дробарки:

$$M_{пер.дроб} = 9730 \cdot 0{,}1 = 973 \text{ кг·см}$$

Момент оперу вигину зріза W знаходимо з формули:

$$W = \frac{(b'')^2 a''}{6} = \frac{2{,}72^2 \cdot 1{,}76}{6} = 2{,}2 \ \ м^3 = 220000 \ \ см^3 \qquad (3.9)$$

Допустимий тиск на ґрунт, залежить від типу ґрунту, для Запорізької області приймаємо $[\rho]$ = 2 кг/см^2.

Підставивши всі значення у формулу (3. 1), знайдемо чинний тиск на грунт

$$\rho = 2{,}1 \cdot \left(\frac{4300 + 26400 + 150}{176 \cdot 272} + \frac{973}{220000} \right) = 1{,}35 \ \ \frac{кг}{см^2} < [\rho] = 2 \ \ \frac{кг}{см^2}$$

отже, горизонтальний перетин фундаменту підібрано вірно.

Визначимо загальну висоту фундаменту $h_{заг}$ і висоту його складових частин

Визначимо загальну висоту фундаменту:

$$h_{заг} = \frac{V_ф}{S_ф} = \frac{12}{1{,}46 \cdot 2{,}42} = 3{,}39 \approx 3{,}4\text{м} \qquad (3.10)$$

Висота підошви фундаменту:

$$h_П = \frac{1}{5} h_{заг} = \frac{1}{5} \cdot 3{,}4 = 0{,}68 \ \ м \qquad (3.11)$$

Висота фундаменту:

$$h_ф = h_{заг} - h_п = 3{,}4 - 0{,}68 = 2{,}72\text{м} ; \qquad (3.12)$$

Об'єм підошви фундаменту:

$$V_П = h_П a'' b'' = 0{,}68 \cdot 1{,}76 \cdot 2{,}72 = 3{,}26 \ \ м^3 \qquad (3.13)$$

Для підошви фундаменту приймаємо $V_п$=4 м^3 та бетон марки Б50 (5 кг/см^2)

Об'єм власне фундаменту:

$$V_ф = h_ф \cdot a' \cdot b' = 2{,}72 \cdot 1{,}46 \cdot 2{,}42 = 9{,}61\text{м}^3 \qquad (3.14)$$

Для фундаменту приймаємо $V_ф$=10 м^3 та бетон марки Б150 (15 кг/см^2)

Загальний об'єм фундаменту:

$$V_Σ = V_п + V_ф = 4 + 10 = 14\text{м}^3 .$$

Вага фундаменту:

$$G_ф = V_Σ \cdot \rho = 14 \cdot 2{,}2 = 30{,}8\text{т} ;$$

Уточнюємо вагу фундаменту:

$$\Delta G_ф = 30{,}8 - 26{,}4 = 4{,}4\text{т} ;$$

Уточнюємо тиск на грунт:

$$\Delta\rho = \frac{4400}{176 \cdot 272} \approx 0{,}1\text{кг/см}^2 ;$$

$$\rho_{факт} = \rho + \Delta\rho = 1{,}35 + 0{,}1 = 1{,}45\text{кг/см}^2 < 2\text{кг/см}^2 \qquad (3.15)$$

Остаточно приймаємо розміри фундаменту:

– підошва 1,8 х 2,75 х 0,7

– фундамент 1,5 х 2,45 х 2,75

3.3 Розрахунок анкерних болтів

3.3.1 Розрахунок анкерних болтів дробарки

Анкерні болти служать для кріплення устаткування до фундаменту [19,20]. Анкерні болти поділяють на глухі і заводні. Глухі встановлюють до бетонування, приварюючи їх до арматур фундаменту. Заводні встановлюються в анкерні колодязі, виконані у фундаменті.

Зусилля попереднього затягування анкерних болтів має забезпечувати умову стійкості

$$K_{стійк} = \frac{M_{відн}}{M_{пер}} \geq 1{,}4 \qquad (3.16)$$

Виходячи із формули (3.14) знаходимо $M_{відн}$

$$M_{відн} = 1{,}4 M_{пер} \qquad (3.17)$$

Таким чином

$$M_{відн} = Q_{болт} a_{болт} n_{болт} + G_{облад} \frac{a_{болт}}{2} = 1{,}4 M_{пер} K_{Д} \qquad (3.19)$$

Виходячи із формули (3.18) знаходимо зусилля затягування $Q_{болт}$

$$Q_{болт} = \frac{1{,}4 K_{Д} M_{пер.дроб} - G_{обладн} \frac{a_{болт}}{2}}{a_{болт} n_{болт}} \quad , \qquad (3.20)$$

де $a_{болт}$ – відстань проміж болтів, $a_{болт}$ = 0,8 м;

$n_{болт}$ – кількість болтів в ряді, $n_{болт}$ = 4

$$Q_{болт} = \frac{1{,}4 \cdot 2{,}1 \cdot 97{,}3 - 4300 \cdot \frac{0{,}8}{2}}{0{,}8 \cdot 4} = -448 \ кг$$

На підставі того що знайдене зусилля затягування болта зі знаком мінус – обладнання не потребує закріплення. Але враховуючи вібраційну складову навантаження обираємо анкерний болт із стандартного ряду – болт М30 по

ГОСТ 7805–70: d=26,211 мм, шаг різьблення 3,5 мм, вільна висота закручування 80 мм (рис.3.2).

Визначимо зусилля затягування

$$Q_{болт} = \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot [\sigma], \qquad (3.20)$$

$$Q_{болт} = \frac{3{,}14 \cdot 26{,}211^2}{4} \cdot 160 = 86289\text{Н} = 8796\text{кг}$$

Обмежимо зусилля затягування болта $Q_б$=2000 кг≈19620 Н

Кут закручування різьблення

$$\varphi = \frac{\text{Q}_{\text{болт}} \cdot 360 \cdot \text{b}}{\text{E} \cdot \text{t} \cdot \text{A}} = \frac{2000 \cdot 360 \cdot 80}{2{,}1 \cdot 10^5 \cdot 3{,}5 \cdot 539{,}3} = 1{,}45^\circ , \qquad (3.21)$$

де b – вільна висота закручування, b =80 мм (рис.3.2);

E – модуль пружності, E= 2,1·10^5 МПа;

t – шаг різьблення, мм;

$$A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3{,}`4 \cdot 26{,}211^2}{4} = 539{,}3 \ мм.$$

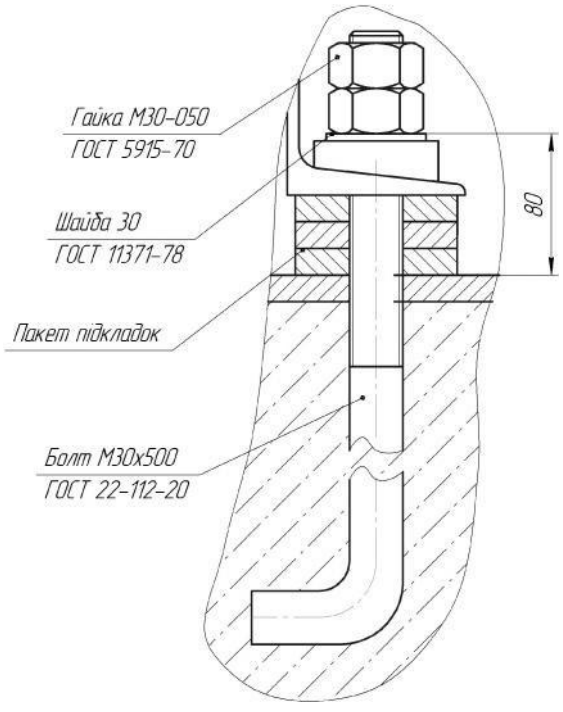


Рисунок 3.2 – Схема до розрахунку анкерного болта для закріплення дробарки

3.3.2 Розрахунок анкерних болтів платформи електродвигуна

Зусилля попереднього затягування анкерних болтів має забезпечувати умова стійкості (3.16)

$$K_{стійк} = \frac{M_{відн}}{M_{пер}} \geq 1{,}4$$

Виходячи із формули (3.16) знаходимо $M_{відн}$

$$M_{відн} = 1{,}4 M_{пер}$$

Таким чином

$$M_{відн} = Q_{болт} a_{болт} n_{болт} + G_{облад} \frac{a_{болт}}{2} = 1{,}4 M_{пер} K_{Д}$$

Виходячи із формули (3.18) знаходимо зусилля затягування $Q_{болт}$

$$Q_{болт} = \frac{1{,}4 K_{Д} M_{пер.дроб} - G_{обладн} \frac{a_{болт}}{2}}{a_{болт} n_{болт}} \quad ,$$

де $a_{болт}$ – відстань проміж болтів, $a_{болт}$ = 0,42 м;

$n_{болт}$ – кількість болтів в ряді, $n_{болт}$ = 2

$G_{облад}$ – вага закріплюваного обладнання, з огляду на те, що двигун муфтою жорстко з'єднанно з дробаркою $G_{облад}$=4300 кг

$$Q_{болт} = \frac{1{,}4 \cdot 2{,}1 \cdot 97{,}5 - 4300 \cdot \frac{0{,}42}{2}}{0{,}42 \cdot 2} \cdot 2{,}1 = -1916{,}25 \ кг$$

На підставі того що знайдене зусилля затягування болта зі знаком мінус – двигун не потребує закріплення. Але враховуючи вібраційну складову навантаження, що передається від дробарки обираємо анкерний болт із стандартного ряду болт М 20 по ГОСТ 7805–70 : d_1 =15,294 мм, шаг різьблення 2,5 мм, вільна висота закручування 32 мм (рис.3.3).

Визначимо зусилля затягування:

$$Q_{болт} = \frac{\pi d_1^2}{4}[\sigma]$$

$$Q_{болт} = \frac{3{,}14 \cdot 15{,}294^2}{4} \cdot 160 = 29578 \;\; H = 2995 \;\; кг$$

Обмежимо зусилля затягування болта $Q_б$=2000 кг

Кут закручування різьблення

$$\varphi = \frac{Q_{болт} \cdot 360 \cdot b}{EtA} = \frac{2000 \cdot 360 \cdot 32}{2 \cdot 10^5 \cdot 2{,}5 \cdot 183{,}6} = 2{,}5^o$$

де b – вільна висота закручування, b =32 мм (рис.3.3);

E – модуль пружності E= $2{,}1 \cdot 10^5$ МПа;

t – шаг різьблення, мм;

$$A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3{,}`4 \cdot 26{,}211^2}{4} = 539{,}3 \;\; мм.$$

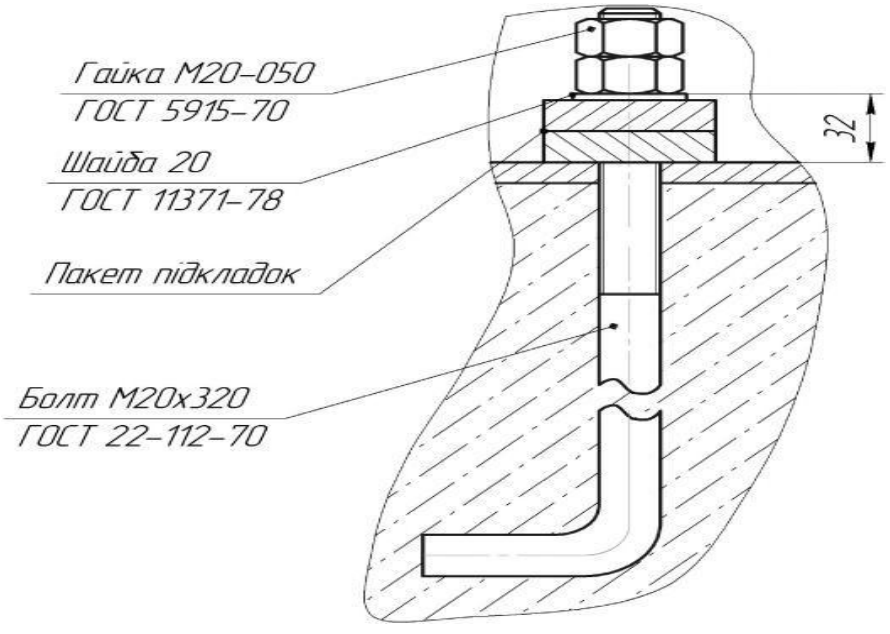


Рисунок 3.3 – Схема до розрахунку анкерного болта д
ля закріплення платформи електродвигуна

3.4 Розрахунок площі пакету підкладок

3.4.1 Розрахунок площі пакету підкладок для дробарки

Площа нижньої підкладки повинно забезпечувати виконання умови [19,20]:

$$G_{облад} < [\sigma_{фунд}]$$

Знаходимо силу діючу на підкладку з наступної формули

$$R = \frac{G_{облад.}}{n} + \frac{2 \cdot M_{перек.дроб}}{a_{болт} \cdot n_{болт}} \quad , \tag{3.22}$$

де n – загальна кількість болтів, $n = 8$

Виходячи з формули (3.22) знаходимо силу діючу на підкладку

$$R = \frac{4300}{8} + \frac{2 \cdot 973}{0{,}8 \cdot 4} = 1146 \text{кг} \cdot \text{см}^2 = 115 \text{ МПа}$$

Знаходимо площу підкладки A з наступної формули:

$$A = \frac{R}{[\sigma_{aeyl}]к}, \tag{3.23}$$

де $[\sigma_{фунд}]$ – допустиме навантаження на фундамент, приймається за марку бетону

$[\sigma_{фунд}] = 200$ кг/см^2;

$к$ – коефіцієнт контакту фундаменту з підкладкою, $к = 0{,}5$.

Виходячи з формули (3.23) знаходимо площу підкладки

$$A = \frac{1146}{200 \cdot 0{,}5} = 11{,}5 \text{см}^2$$

Приймаю підкладку квадратної форми, зі стороною

$$b = \sqrt{A} \tag{3.24}$$

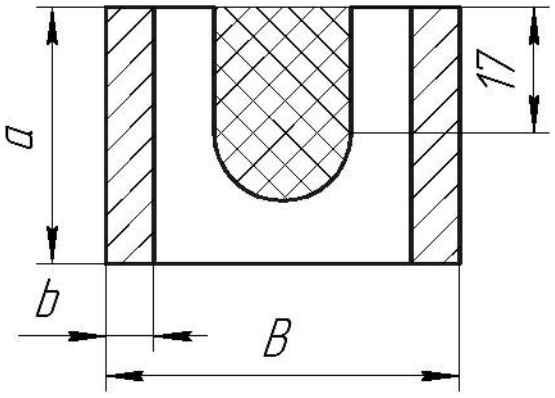


Рисунок 3.4 – До разрахунку площі пакету підкладок для дробарки

Виходячи з формули (3.24) знаходимо сторону квадратної підкладки

$$b = \sqrt{11,5} = 3,4 \ см.$$

$$S = \frac{\pi d^2 / 4}{2} + \frac{ab}{2} = \frac{3,14 \cdot 2,4^2 / 4}{2} + \frac{3,4 \cdot 3.4}{2} = 10,28 \ см^2. \qquad (3.25)$$

$$S_{полн} = S + A = 10,28 + 11,4 = 21,78 \ см^2. \qquad (3.26)$$

$$a = b = \sqrt{S_{полн}} = \sqrt{21,78} = 4,6 \ см = 46 \ мм. \qquad (3.27)$$

3.4.2 Розрахунок площі пакету підкладок для двигуна

Розрахунок ведеться по методиці викладанні у розділі 3.4.1 [19,20] .
Площа нижній підкладки повинна забезпечувати виконання умови

$$G_{облад} < [\sigma_{фунд}]$$

Знаходимо силу діючу на підкладку з наступної формули

$$R = \frac{G_{облад}}{n} + \frac{2 \cdot M_{перек.дроб}}{a_{болт} \cdot n_{болт}},$$

де n – загальна кількість болтів, n = 4.

Виходячи з формули (3.22) знаходимо силу діючу на підкладку:

$$R = \frac{2300}{4} + \frac{2 \cdot 975}{0{,}42 \cdot 2} = 3453 \ кг \cdot см^2 = 345{,}3 \ МПа$$

Знаходимо площу підкладки A з наступної формули

$$A = \frac{R}{[\sigma_{фунд}]\kappa},$$

де $[\sigma_{фуед}] = 200$ кг/см^2 – допустиме навантаження на фундамент,приймається за марку бетону,

κ – коефіцієнт контакту фундаменту з підкладкою, κ = 0,5.

Виходячи з формули (3.23) знаходимо площу підкладки:

$$A = \frac{3453}{200 \cdot 0{,}5} = 34{,}53 \ \text{см}^2$$

Приймаємо підкладку квадратної форми, зі стороною $b = \sqrt{A}$.

Виходячи з формули (3.24) знаходимо сторону квадратної підкладки:

$$b = \sqrt{34{,}53} = 5{,}8 \ \text{см}$$

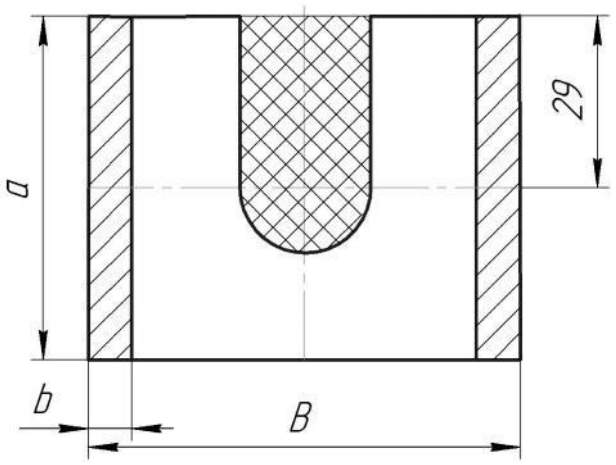


Рисунок 3.5 – До разрахунку площі пакету підкладок для дробарки

$$A = \frac{\pi d^2/4}{2} + \frac{ab}{2} = \frac{3{,}14 \cdot 22^2/4}{2} + \frac{22 \cdot 58}{2} = 827{,}97 \ \ мм^2.$$

$$a = \frac{A/2}{b} = \frac{827{,}97/2}{58} = 7{,}25 \ \ мм.$$

$$B = b + 2a = 58 + 2 \cdot 7{,}25 = 72{,}5 \ \ мм.$$

3.5 Розрахунок траверси для стропування ротора молоткової дробарки

Сталеві дротяні канати є найбільш поширеними гнучкими вантажопідйомними і тяговими органами в підйомно-транспортних машинах. Канатний дріт з границею міцності на розтяг 1400…2000 МПа виходить при багаторазовому холодному волочінні високо вуглецевої і високо марганцовістої гарячекатаної світлої проволоки діаметром 5…8 мм з проміжною термічною і хімічною обробкою. При роботі на відкритому повітрі і в сирих приміщеннях застосовуються канати з оцинкованого гарячим способом сталевого дроту; при цьому канат, внаслідок відпустки металу, втрачає приблизно 10% своєї міцності [19,20].

Органічним сердечником для канатів, що працюють у нормальних температурних умовах, служить пенька, а при експлуатації в гарячих цехах – азбест; в деяких випадках сердечник може бути сталевим.

За направленням звивання розрізняють канати односторонні, коли напрям звивання дротів у пасмі збігається з напрямком звивання пасом у канат, і хрестові, що відрізняються протилежним напрямком звивання дротів у пасмах і пасом у канаті. Крім цього, звивка всіх канатів може бути права і ліва. Звивка вважається правою, коли пасма канату спрямовані знизу вгору направо, і лівою, коли пасма спрямовані знизу вгору наліво.

Канати односторонньої звивки відрізняються від хрестових підвищеною гнучкістю і меншим питомим тиском між дротами внаслідок більшої контактної площі їх зіткнення. До недоліків таких канатів слід віднести здатність до розкручування під навантаженням, тому в мостових кранах найбільше застосування мають канати з хрестовим скрутом. Останнім часом канатні заводи випускають канати,які не розкручуються, звиті з попередньо деформованих дротів, при цьому кожен дріт і пасмо заздалегідь отримують форму, відповідну їхньому положенню в канаті, у зв'язку з чим навантаження на окремі дроти розподіляється рівномірно і канат має більшу гнучкість.

По виду звивання дротів сталеві канати ділять на канати з точковим дотиком окремих дротів в пасма, що мають дроти однакового діаметра ТК, канати з лінійним дотиком дротів у пасмі ЛК, канати з точковим і лінійним торканням дротів у пасмі ТЛК.

Стандартні дротяні канати, як вироби стандартні, вибирають по розривному зусиллю згідно «Правил устрою і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів». В стандартах і паспортах заводів – виробників вказується величина розривного зусилля кожного каната в цілому, що визначається випробуванням його на розривній машині.

Сталеві канати, застосовувані для чалки і для стропування вантажу, називають чалочні. Умови роботи чалочних канатів вельми важкі, тому що при зчалюванні вони піддаються крутим перегинам, ривкам від усадки.

Із–за конструктивних особливостей ротора його стропування повинно здійснюватися за допомогою траверси показаної на рис.3.4.

Тому, необхідно порахувати елементи траверси, а саме визначити площу поперечного перерізу гака, перевірити швелер по напруженням вигину і визначити площу поперечного перерізу римболта.

Вихідні дані для розрахунку: відстань між гаками l = 750 мм; матеріал гака Ст3; $[\sigma]$ = 160 МПа. Сила,що діє на один гак F:

$$F = (z_1 m_1 + z_2 m_2 + z_3 m_3 + z_4 m_4 + z_5 m_5 + m_{в.р.}) \cdot g / 2, \qquad (3.28)$$

де z_1 – число молотків на роторі;

z_2 – число дистанційних втулок на осі;

z_3 – число осей на роторі;

z_4 – число дистанційних втулок на роторі;

z_5 – число дисків на роторі;

m_1 – маса молотка, кг ;

m_2 – маса дистанційної втулки на осі, кг;

m_3 – маса осі, кг;

m_4 – маса дистанційної втулки, кг;

m_5 – маса диска, кг.

$m_{вр}$ – маса вала ротора, кг;

g – прискорення вільного падіння.

Так як $z_1 = z_2 = z$, то формулу можна записати у вигляді:

$$F = [z(m_1 + m_2) + z_3 m_3 + z_4 m_4 + z_5 m_5 + m_{в.р.}] \cdot g / 2 , \qquad (3.29)$$

Підставивши значення у формулу отримаємо:

$$F = \frac{[24 \cdot (10{,}5 + 0{,}55) + 6 \cdot 6{,}3 + 4 \cdot 12{,}9 + 5 \cdot 16{,}3 + 41] \cdot 9{,}81}{2} = 2340 \text{ Н}$$

Гак являє собою стрижень,що відчуває навантаження від розтягування, тому використовуємо формулу з курсу опору матеріалів:

$$\sigma = \frac{F}{A} = [\sigma], \qquad (3.30)$$

де A–площа поперечного перерізу стрижня.

Звідси:

$$\frac{\pi d^2}{4} = \frac{F}{[\sigma]}, \qquad (3.31)$$

З цього виразу можемо визначити діаметр стрижня гака:

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2340}{3{,}14 \cdot 160}} \approx 4{,}3 мм , \qquad (3.32)$$

Із конструктивних міркувань приймаємо діаметр рівний 10 мм.

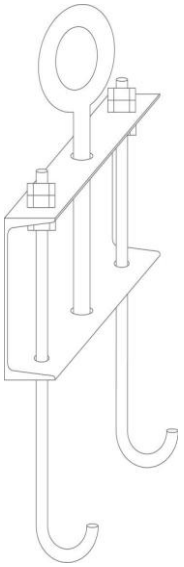


Рисунок 3.6 – Монтажна траверса

Виконаємо розрахунок висоти гайки, що кріпить стрижень гака до балки, із умови міцності на зминання різьби:

$$H_r = \frac{4Fp2}{\pi\left(d^2 - d1\right)[\sigma_{см}]\cdot 10^6} = \frac{4\cdot 2340\cdot 1{,}5}{3{,}14\cdot\left(10^2 - 8{,}16^2\right)\cdot 30} = 4{,}4 \ \ мм, \qquad (3.33)$$

де F=2340– сила , що діє на один гак, Н;

d=10 – зовнішній діаметр різьблення, мм [5]; d_1=8,16 –діаметр різьблення по дну западин, мм [5];

p=1,5 – крок різьблення, мм [5];

$[\sigma_{см}]$ – допустиме напруження на зминання для різьблення $[\sigma_{см}]$= 30 МПа;

Кріплення стрижня гака до балки виконуємо за допомогою двох гайок М10 ГОСТ 5915-70 Висота однієї гайки згідно ГОСТ 5915 -70 – 8,4 мм, що задовольняє виконання умови (3.43).

Зробимо розрахунок балки траверси, яка буде виготовлятися із стандартного швелера номер якого необхідно підібрати перевіривши на міцність при вигині.

Вихідні дані для розрахунку: відстань l = 375 мм; сила,що діє на балку $2F$=4680 Н; матеріал Ст3 $[\sigma]$=160 МПа.

При розрахунку згинальних елементів по допустимим напруженням виходять із умови міцності за нормальними напруженнями:

$$\frac{M_{\max}}{W_z} \le [\sigma] \ , \qquad (3.34)$$

де $M_{макс}$ – максимальний згинальний момент;

W_z – момент опору перерізу відносно нейтральної осі.

Підбір перерізу виконують по найбільш напруженому перерізу, в якому згинальний момент досягає максимальної величини.

З умовиміцності при заданому вигинаю чому моменті визначається необхідний момент опору

Для цього необхідно визначити $М_{макс}$:

$$M_{макс} = 2F \cdot l = 4680 \cdot 0{,}375 = 1755 \text{ Н·м}, \qquad (3.36)$$

$$W_z = 1755 / 160 \cdot 10^6 = 1{,}097 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3 = 10{,}97 \text{ см}^3,$$

З конструктивних міркувань для отвору під римболт нам потрібно $D_{ном}$=21мм,тому вибираємо швелер №20П: W_x = 152 см^3, $D_{ном}$=23,5 мм

Для розрахунку стропів необхідно враховувати масу траверси, яку необхідно визначити. Довжина балки дорівнює $l_ш$ = 750 мм, вага одного погонного метра швелера № 20П $m_ш$ = 13,8 кг.

$$m_б = l_ш \cdot m_ш = 13{,}8 \cdot 0{,}75 = 10{,}35 \text{ кг}, \qquad (3.37)$$

Визначимо масу гака: $d_к$=10 мм; ρ = 7850 кг/м^3; $l_к$ = 900 мм.

$$m_к = \rho V \frac{\pi d^2}{4} = 7850 \frac{3{,}14 \cdot 0{,}01^2}{4} = 0{,}75 \ кг \qquad (3.38)$$

Загальна маса траверси:

$$m_{тр} = m_б + 2m_к = 10{,}35 + 2 \cdot 0{,}75 = 11{,}85 \text{ кг}, \qquad (3.39)$$

Тепер у нас є всі дані для вибору стропа, оскільки траверса підіймається на одному канаті.

Вихідні дані:

z =1– кількість стропів;

α = 0 – кут між стропом і вертикаллю;

κ_3=6 – коефіцієнт запасу міцності, для чалочних сталевих канатів з гаками, петлями, сережками.

Вага транспортуємого обладнання $G_{об}$:

$$G_{об} = \lfloor z(m_1 + m_2) + z_3 m_3 + z_4 m_4 + z_5 m_5 + m_{в.р} + m_{тр} \rfloor g \qquad (3.40)$$

де z – число молотків дистанційних втулок на осі;

z_3 – число осей на роторі;

z_4 – число дистанційних втулок на роторі;

z_5– число дисків на роторі;

m_1 – маса молотка, кг ;

m_2 – маса дистанційної втулки на осі, кг;

m_3 – маса осі, кг;

m_4 – маса дистанційної втулки, кг;

m_5 – маса диска, кг.

$m_{вр}$ – маса вала ротора, кг;

$m_{тр}$ – маса траверси, кг

g – прискорення вільного падіння.

$$G_{об} = [24 \cdot (10{,}5 + 0{,}55) + 6 \cdot 6{,}3 + 4 \cdot 12{,}9 + 5 \cdot 16{,}3 + 41 + 11{,}85] \cdot 9{,}81 = 4797 \text{ Н}$$

При розрахунку стропів необхідно визначити натяг,що виникає в кожній гілці канату:

$$S_{стр} = \frac{G_{об}}{z \cos \alpha} = \frac{4797}{\cos 0^o} = 4797 \ \ H \qquad (3.41)$$

Тепер визначимо розривне зусилля в стропі, за яким виберемо канат:

$$P_{разр.} = S_{стр.} \cdot \kappa_З = 4797 \cdot 6 = 28782 \text{ Н} \quad (3.42)$$

Вибираємо канат подвійного звивання типу ЛР–К, конструкції х19(1+6+6/6)+1о.с по ГОСТ 2688–80: d=9,1мм, [$P_{разр.}$] = 41550 Н.

Визначимо діаметр стрижня затискачів:

$$D = 0{,}8 \cdot d_k = 0{,}8 \cdot 9{,}1 = 7{,}28 \text{ мм}, \quad (3.43)$$

Приймаємо стержня з М8. Розраховуємо число затискачів з умови:

$$2F_{тр} \geq S_{стр}, \quad (3.44)$$

де $F_{тр}$ – сила тертя між канатами;

$S_{стр}$ – зусилля в гілці стропа.

$$F_{тр} = n \cdot N_i \cdot f, \quad (3.45)$$

де n – число затискачів;

N_i – нормальне зусилля, створюване одним затискачем;

f – коефіцієнт тертя між канатами, f = 0,15.

Нормальний тиск, створюваний одним затискачем:

$$N_i = \frac{\pi d_{cm}^2 n_{cm} [\sigma]}{4},$$

де d_{cm} – розрахунковий діаметр стрижня;

n_{cm}= 2– кількість стрижнів у затискачі;

[σ] – допустиме напруження матеріалу на розрив, [σ] = 120 МПа.

Тоді число затискачів визначаємо з вираження

$$S = \frac{2S_{стр}}{\pi d_{cm}^2 n_{cm} f [\sigma]} = \frac{24797}{3{,}14 \cdot 8^2 \cdot 2 \cdot 0{,}15 \cdot 120} = 1{,}33 \quad (3.46)$$

Приймаємо число затискачів n = 3.

Визначаємо довжину стропа приймаючи наступні розміри (рис.3.4):

- радіус закруглення $r \approx 2d_к$ = 2 · 9,1 = 18,2 мм, приймаємо r = 20 мм;

- відстань від центра закруглення до першого затискача L = 150 мм;

- відстань між затискачами L_1 = 100 мм.

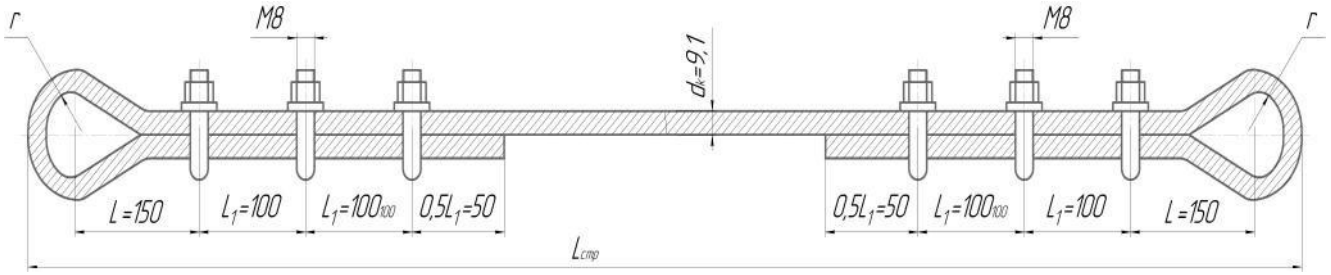


Рисунок 3.7 – Розрахункова схема до визначення довжини

стропа Тоді довжина ділянки стропа для затискачів і петлі дорівнює:

$$L' = r + L + 2{,}5 \cdot L_1 = 20 + 150 + 250 = 420 \text{ мм} \qquad (3.47)$$

$$2L' = 2 \cdot 420 = 840 \text{мм}$$

Приймаємо довжину стропа $L_{стр}$ = 2000 мм.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ В ГАЛУЗІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА

4.2 Характеристика потенційно небезпечних та шкідливих виробничих факторів в агломераційному цеху

Шкідливими факторами у виробництві агломерату є пил, окис вуглецю, сірчистий газ, водяні пари, інтенсивне інфрачервоне випромінювання і конвенційне тепло 22,23].

Пил містить зв'язану і вільну двоокис кремнію, окис заліза, вапно, кокс, 80-85% пилових частинок мають розмір менше 2 мк. Концентрація пилу в повітрі різних відділень може коливатися в межах 20-180 мг/м3.

Висока концентрація забруднюючих речовин в атмосфері завдає великої шкоди здоров'ю населення міста, сільському господарству, житловим будівлям і технічним спорудам, історичним пам'ятникам і в цілому природі.

Прямий і непрямий вплив забрудненої атмосфери призводить до зниження продуктивності праці, підвищеної захворюваності й навіть смертності серед населення. Зафіксовано збільшення за останні десять років кількість захворювань органів дихання і очей (18%).

Окис вуглецю (CO) зустрічається скрізь, де існують умови для неповного згоряння речовин, що містять вуглець. Цей газ здійснює токсичну дію на людину, що пов'язано з його високою здатністю вступати в реакцію з гемоглобіном і утворювати карбоксигемоглобін, нездатний транспортувати кисень з легень для споживання тканинами організму. Внаслідок вдихання оксиду вуглецю відбувається посилення атеросклеротичного процесу. Окис вуглецю здатний чинити безпосередню токсичну дію на клітини, порушуючи тканинне дихання і зменшуючи споживання тканинами кисню. Найбільше при отруєнні страждає центральна нервова система.

Сірчистий ангідрид (SO_2) добре розчиняється у воді, в сірчаній кислоти і спиртах. У вільному стані він являє собою безбарвний газ з різким запахом і кислим смаком, згущується в рідину і твердне при температурах відповідно -

10,09°С - 72,7°С. При інгаляційному впливі на дихальні шляхи відбувається подразнення, що викликає спазм бронхів і збільшення опору дихальних шляхів. Загальна дія сірчистого ангідриду на організм наступна: порушує вуглеводний і білковий обміни; пригнічує окисні процеси в головному мозку, печінці, селезінці, м'язах; подразнює кровотворні органи. В основі виникнення локальних масових захворювань і смертності лежить токсичний прояв тривалого впливу оксидів сірки.

Основним джерелом [21] забруднення атмосферного повітря в агломераційному цеху відбувається при процесі агломерації. В процесі дроблення матеріалу утворюється пил, який містить шкідливі речовини в залежності від виду матеріала. Пил через аераційний фон надходить в атмосферу.

Основним видом небезпеки при експлуатації дробарок і грохотів є захоплювання працюючих механізмами приводу і обертовими частинами дробарок. Робота дробильних установок супроводжується пилоутворенням і шумом. З метою безпеки приводи дробарок треба надійно захищати. Дробильні агрегати будь-якого типу потрібно закривати міцними, герметичними кожухами. Для попередження доступу в зону обертових валків, кришки люків в кожусі дробарок слід оснащувати блокуванням, що відключає двигун при відкриванні кришки. Щоб уникнути поломок дробильних пристроїв при попаданні разом з матеріалами шматків металу транспортери необхідно обладнати магнітними сепараторами. У млинів барабанного типу потрібно захищати вінцеві шестерні і встановлювати запобіжні бар'єри по всьому периметру млинів.

Дроблення будь-якого типу необхідно звукоізолювати і обладнати пристроями, що усувають потрапляння пилу в робочі приміщення. Грохоти для просівання матеріалів слід застосовувати закритого типу і обладнати їх аспірацією. Для зменшення впливу вібрацій на працюючих віброгрохоти слід ізолювати від підлоги і робочих площадок [22].

Таблиця 4.1 – Карта умов праці

№ п/п	Фактори виробничого середовища і трудового процесу	Норм. знач. ПДК, ПДУ	Факт. знач. ПДК, ПДУ	III класс – Шкідливі і небезпечні умови та характер праці			Час дії фактору, %, за зміну
				I	II	III	
1	2	3	4	5	6	7	8
1.	Шкідливі хімічні речовини , мг/м^3: I класс небезпеки - Ангидрид хром II класс небезпеки - Марганця оксид, аерозоль III - IY класс небезпеки : азота диоксид, сірчастий ангідрид , вуглецю оксид	 0,01 0,3 2,0 10,0 20,0	 0,009 0,35 1,8 1,5 7,0	 1,17р			 60
2.	Пил переважно фіброгенної дії, мг/м^3	4,0	1050			262,5	90
3.	Вібрація (загальна і локальная), дБ	92	98		6		80
4.	Шум, дБА	80	8				90
5.	Инфразвук, дБ						
6.	Ультразвук, дБ						
7.	Неіонізуюче випромінювання : -радіочастотний диапазон, В/м -диапазон пром.частоти, кВ/м -оптич. диапазон (лаз.випром.)Вт/м^2						
8.	Мікроклимат в приміщенні: -температура повітря, ^{o}C -швидкість руху повітря, м/с -відносна вологість повітря, % -інфрачервоне випромінювання, Вт/м^2		 9 ,3 5 000			 3 000	9 0 7 0
9.	Категорія важкості і напруженість праці	важка, дуже напружена					

Як показує досвід роботи металургійних заводів, при застосуванні в якості флюсу для офлюсування агломерату вапняку особливого пилоутворення не спостерігається. Інше становище має місце при використанні вапна, де в приміщеннях циклу вапна створюються несприятливі умови праці через забруднення повітря пилом який з'являється в процесі дроблення.

4.3 Заходи з поліпшення умов праці в агломераційному цеху

Для зменшення пилоутворення рекомендується подрібнений вапняк обпалювати в газових печах з обертовим подом, встановленим в технологічному потоці, з видачею вапна безпосередньо на шихтові матеріали, що переміщуються на транспортерах повз печі. Такий спосіб застосовується на фабриці заводу «Запоріжсталь». У всякому разі, при дробленні, розсіві і транспортуванні вапна необхідно застосовувати закрите обладнання, забезпечене надійно діючої аспірацією [22,23].

Пуск, експлуатація та обслуговування дробарок повинні проводитися відповідно до технологічних інструкцій, затверджених роботодавцем.

Робочий майданчик оператора, який спостерігає за подачею руди у дробарку та її роботою, повинен мати металеве ґратчасте огородження для запобігання потраплянню на майданчик шматків матеріалу, викинутих з дробарки.

Під час застрягання у дробарці великих шматків руди вони вилучаються з дробарки підйомними засобами з пристроями для їх утримання. Застряглі у дробарці шматки руди витягати вручну і дробити молотками або кувалдами не дозволяється.

Перед спуском працівників у дробарку необхідно надійно закріпити рухомі частини механізмів, а також відкриті кришки корпусів (кожухів) дробарки у положенні, що унеможливлює самовільний її рух. Працівники, які

спускаються у дробарку, повинні обов'язково застосовувати запобіжні пояси, а над навантажувальними отворами дробарок повинні бути улаштовані тимчасові настили для захисту працівників від випадкового падіння сторонніх предметів.

Завантажувальні та розвантажувальні отвори дробарок повинні бути герметизовані укриттями, що приєднані до аспіраційних установок, а де можливо - відповідно до технологічного процесу повинні застосовуватися гідрознепилюючі пристрої.

Пускові пристрої дробарок повинні бути зблоковані з пусковими пристроями живильників. Блокування повинно унеможливлювати подачу матеріалу у непрацюючі дробарки під час випадкових зупинок.

Перекриття та майданчики, на яких розташовуються вібраційні грохоти, повинні бути вібростійкі (здатні гасити вібрацію, що виникає під час роботи обладнання).

На грохотах та дробарках необхідно встановлювати захисні пристрої, які запобігають випадковому викиду шматків матеріалу, зокрема:

- для грохотів захисні пристрої на весь переріз завантажувальних та розвантажувальних бункерів;
- для конусних дробарок глухі знімні огородження, крім дробарок крупного дроблення I стадії, що працюють "під завалом";
- для щокових дробарок - бокові глухі огородження висотою не менше ніж 1,0 м з козирками

Відцентрові, кулачкові, горизонтальні та вертикальні молоткові дробарки повинні мати блокування, яке унеможливлює запуск дробарки, якщо кришка її корпусу відкрита. Відчинення та зачинення корпусу відцентрових, кулачкових та горизонтальних молоткових дробарок кришками вагою більше ніж 30 кг необхідно здійснювати за допомогою підіймально-транспортних засобів.

Якщо температура підшипників перевищує на 35°С температуру навколишнього середовища, експлуатація грохота не допускається.

Розташовувати дробарки для середнього дроблення сірчаних руд нижче нульової відмітки поверхні не дозволяється.

Для зменшення забруднень води і повітря необхідно звернути увагу на наступні фактори:

- точність ведення технологічного процесу;
- систематичний контроль за обладнанням;
- устаткування системи оперативної сигналізації про екстремальні зміни в технологічному процесі, а також про стан обладнання.

При точному веденні технологічного процесу і попередження аварійних ситуацій зменшиться створення і викидання шкідливих речовин.

4.4 Виробнича санітарія в умовах агломераційного цеху.

Основними вимогами [21,24] до заходів з промислової санітарії, що визначені на підприємствах чорної металургії є:

- при проектуванні, будівництві і реконструкції цехів санітарно - побутові приміщення необхідно розташовувати в окремих будівлях з устаткуванням теплових переходів;
- до складу санітарно - побутових приміщень повинні входити гардеробні, душеві, умивальні, убиральні, а також пункти харчування і пункти швидкої допомоги в залежності від кількості працюючих;
- робочий одяг необхідно зберігати окремо від чистого в спеціальних індивідуальних шафах;
- душеві розташовують в приміщеннях, суміжних з гардеробними, число душевих сіток визначається за кількістю працюючих в найбільшій зміні з розрахунку: одна душева сітка на три людині;
- умивальні розташовують в приміщеннях, суміжних з гардеробними або в гардеробних, кількість умивальників визначається із розрахунку: один кран на двадцять робітників;

- убиральні необхідно розташовувати на відстані не більше 75 метрів від робочих місць, а від робочих місць на території підприємства - не більше 150м;
- виробничі приміщення необхідно постійно тримати чистими;
- прибирання пилу виконувати за допомогою гідрозмивання; підлогу в цеху виконують із зносостійких, малотеплопровідних і неелектропровідних матеріалів;
- в виробничих будівлях і спорудах, незалежно від наявності шкідливих виділень і вентиляційних устаткувань, передбачається відкривання вікон та інші устаткування для провітрювання приміщень;
- в холодний період року в будівлях передбачаються системи опалення, які повинні забезпечувати рівномірний нагрів повітря приміщення протягом всього сезону; безпечність відносно пожеж і вибухів;
- можливість регулювання; ефективним заходом по зниженню температури є штучна вентиляція: місцева припливна вентиляція, при якій здійснюється концентроване подання припливного повітря заданих параметрів (температури, вологості, швидкості руху повятря), виконується у вигляді повітряних душів для утворення так званих повітряних оазисів (ділянок виробничої зони, які різко відрізняються своїми фізико - хімічними характеристиками від решти приміщення);
- освітлення цеху здійснюється природним та штучним освітленням. Виробниче освітлення повинно відповідати наступним вимогам: створювати на робочій поверхні освітленість, що відповідає встановленим нормам; не повинно чинити засліплюючої дії; не створювати на робочій поверхні різких та глибоких тіней; повинен бути достатній для розрізнення деталей контраст поверхонь, що освітлюються; не створювати небезпечних та шкідливих виробничих факторів;
- для запобігання дії на працюючих небезпечних та шкідливих виробничих факторів необхідно передбачено методи та засоби колективного та індивідуального захисту від них.

Потік теплової енергії, крім безпосереднього впливу на працюючих, нагріває підлогу, стіни, перекриття, обладнання, в результаті чого температура повітря всередині приміщення підвищується, що також погіршує умови роботи.

Для зниження небезпеки впливу теплових випромінювань використовують такі способи:

· зменшення інтенсивності випромінювання джерела,

· захисне екранування джерела або робочого місця,

· повітряне душирование,

· застосування засобів індивідуального захисту,

· організаційні та лікувально-профілактичні заходи.

Нормування параметрів мікроклімату здійснюється згідно ДСТ 12.1.005-88. Встановлені оптимальні та допустимі параметри мікроклімату.

Параметри мікроклімату нормуються залежно від наступних факторів:

1. Періоду року;
2. Виду робочого місця;
3. Категорії важкості робіт по фізичному навантаженню.

1. Періоду року:

а) теплий (середньодобова температура навколишнього повітря більше $+10^0$C);

б) холодний (середньодобова температура навколишнього повітря менше $+10^0$C).

2. Виду робочого місця:

а) постійне;

б) непостійне

Категорії важкості робіт по фізичному навантаженню:

Таблиця 4.2 - Категорії важкості робіт по фізичним навантаженням та їх характеристика

Категорія робіт	Характеристика робіт	Енерговитрати Дж\с
Легкі (а та б)	Робота виконується сидячи, стоячи чи пов'язана з ходьбою, але не вимагає систематичної фізичної напруги чи підняття або переносу тягаря	До 139 140-174
Середньої важкості (а)	Робота пов'язана з постійною ходьбою, виконуємо сидячи або стоячи, але не вимагаючи переносу тягарів	175-232
Середньої важкості (б)	Робота пов'язана з ходьбою і переносом невеликих тягарів (до 10 кг)	233-290
Важкі	Робота пов'язана з постійним переносом або переміщенням значних тягарів (більше 10 кг)	Більше 290

4.3 Електробезпека

Приміщення агломераційного цеху з точки зору небезпеки ураження електричним струмом відносяться до особливо небезпечних (згідно ПУЕ).

У аглоцеха невід'ємною частиною всього обладнання є електромашини і інші електроспоживачі.

Основні споживачі електричної енергії в агломераційному цеху:

Змінний струм. Напруга 6000 В:

Електродвигуни ексгаустерів: ДСП-74/140 потужністю 2000 кВт;

Електродвигуни димососів випалювальних машин: ВАО 2-560 LA-4У2 потужністю 800 кВт;

Електродвигуни молоткових дробарок: БАМСО 15-10-8 потужністю 360 кВт. Електродвигуни повітродувок: ДАЗО 4-450У-8У11Р24 потужністю 500 кВт;. Напруга 380 В:

Електродвигуни насосів високого тиску: АІР 355S4У3 потужністю 250 кВт;

Електродвигуни конвеєрів: АІР 355S6У3 потужністю 250, 160 кВт.

Постійний струм. Напруга 220В:

Тягові електродвигуни трансферкара: ЕД-118А потужністю 305 кВт.

В агломераційному цеху використовуються чотирьох провідні електричні мережі з глухо заземленою нейтралю змінного струму і менше 1000 В двох провідні електричні мережі постійного струму ДНАОП 0.00–1.21–98.

За технологічними вимогами [22,23] чотирьох провідна мережа дозволяє використовувати дві робочих напруги - лінійне і фазну. При цьому досягається значне здешевлення електроустановки в цілому завдяки застосуванню меншого числа трансформаторів, меншого перетину проводів і т. П. Трифазна ж мережа дозволяє використовувати тільки одну напругу. По умовам безпеки в період нормального режиму роботи, за умовами дотику до фазного проводу, більш безпечна трьох провідна мережа з ізольованою нейтралю. У аварійний період роботи безпечніше мережа з глухо заземленою нейтралю. Застосування трьох провідних мереж з ізольованою нейтраллю доцільно в тих випадках, коли є можливість підтримувати високий рівень ізоляції провідників мережі щодо землі. Такими є порівняно короткі мережі, які не піддаються впливу агресивного середовища і знаходяться під постійним наглядом електротехнічного персоналу. Виробниче середовище агломераційного цеху не задовольняє цим умовам. Електричні мережі в цеху схильні до дії агресивного середовища, мають велику протяжність, через яку неможливо швидко відшукати або усунути пошкодження ізоляції, що робить доцільним застосування чотирьох провідних електричних мереж з глухо заземленою нейтралью.

1.5 Організація пожежної безпеки в агломераційному цеху

У кожному структурному підрозділі [22-24] відповідним документом (Розпорядженням, інструкцією і т.д.) є встановлений протипожежний режим, який включає:

- порядок утримання шляхів евакуації;
- визначення спеціальних місць для куріння;
- порядок застосування відкритого вогню;
- порядок використання побутових нагрівальних приладів;
- порядок проведення тимчасових пожежонебезпечних робіт;
- правила проїзду і стоянки транспортних засобів;
- місця для зберігання і допустима кількість сировини, напівфабрикатів та готової продукції, які можуть одночасно знаходитися в приміщеннях і на території;порядок прибирання горючого пилу та відходів, зберігання промасленого спецодягу та ганчір'я, очищення елементів вентиляційних систем від горючих відкладень;
- порядок відключення від мережі електроживлення обладнання та вентиляційних систем на випадок пожежі;
- порядок огляду і закриття приміщень після закінчення роботи;
- порядок організації експлуатації та обслуговування наявних засобів протипожежного захисту;
- порядок проведення планово-попереджувальних ремонтів і оглядів електроустановок, опалювального, вентиляційного, технологічного та іншого інженерного обладнання;
- порядок збору членів пожежно-рятувального підрозділу добровільної пожежної охорони та посадових осіб, відповідальних за пожежну безпеку, в разі виникнення пожежі, виклику вночі, у вихідні та святкові дні;
- порядок дій у разі виникнення пожежі: порядок і способи оповіщення людей, виклику ГПСЧ-29, зупинки технологічного устаткування, вимкнення ліфтів, вентиляційних установок, електроспоживачів, застосування засобів пожежогасіння;

- послідовність евакуації людей та матеріальних цінностей з урахуванням дотримання техніки безпеки.

Для кожного приміщення повинні бути розроблені і затверджені керівником підрозділи інструкції про заходи пожежної безпеки. У цих інструкціях повинні зазначатися:

- категорія приміщення з вибухопожежної та пожежної небезпеки (для виробничих, складських приміщень та лабораторій);
- вимоги щодо утримання евакуаційних шляхів та виходів;
- спеціальні місця для паління та вимоги до них;
- порядок утримання приміщень, робочих місць;
- порядок зберігання і застосування легкозаймистих рідин, горючих
- рідин (далі - ЛЗР, ГР), вибухопожежонебезпечних речовин і матеріалів;
- порядок збирання робочих місць, збирання, зберігання та видалення горючих відходів, промасленим дрантя;
- порядок утримання та зберігання спецодягу;
- місця, порядок та норми одночасного зберігання в приміщенні сировини, напівфабрикатів і готової продукції;
- порядок проведення зварювальних і інших вогневих робіт;
- порядок огляду, вимкнення електроустановок, приведення в пожежобезпечний стан приміщень і робочих місць, закриття приміщень після закінчення роботи;
- заходи пожежної безпеки при роботі на технологічних установках та апаратах, які мають підвищену пожежну небезпеку;
- граничні показання контрольно-вимірювальних приладів, відхилення від яких можуть викликати пожежу або вибух;
- обов'язки і дії працівників у разі виникнення пожежі.

Ці інструкції вивчаються під час проведення протипожежних інструктажів, проходження навчання за програмою пожежно-технічного мінімуму, а також в системі виробничого навчання і вивішуватися на видних місцях.

За правилами ДСТУ Б В.1.1-36:2016 пожежної небезпеки приміщення виробничого і складського призначення незалежно від їх функціонального призначення поділяються на такі категорії:

1) підвищена вибухо пожежонебезпекою (А);
2) вибухо пожежонебезпекою (Б);
3) пожежна небезпека (В1 - В4);
4) помірна пожежонебезпека (Г);
5) знижена пожежонебезпека (Д).

До категорії А належать приміщення, в яких знаходяться горючі гази, легкозаймисті рідини з температурою спалаху не більше 28 градусів Цельсія в такій кількості, що можуть утворювати вибухонебезпечні парогазо повітряні суміші, у разі спалахування яких розвивається розрахунковий надлишковий тиск вибуху в приміщенні, що перевищує 5 кПа, або речовини і матеріали, здатні вибухати і горіти при взаємодії з водою, киснем п або один з одним, в такій кількості, що розрахунковий надлишковий тиск вибуху в приміщенні перевищує 5 кПа.

До категорії Б належать приміщення, в яких знаходяться горючі пил або волокна, легкозаймисті рідини з температурою спалаху більше 28 градусів Цельсія, горючі рідини в такій кількості, що можуть утворювати вибухонебезпечні пилоповітряні або пароповітряні суміші, у разі спалаху яких розвивається розрахунковий надлишковий тиск вибуху в приміщенні, що перевищує 5 кПа.

До категорій В1 - В4 відносяться приміщення, в яких знаходяться горючі і важко горючі рідини, тверді горючі і важко горючі речовини і матеріали (в тому числі пил та волокна), речовини і матеріали, здатні при взаємодії з водою, киснем повітря або один з одним горіти, за умови, що приміщення в яких вони знаходяться, не відносяться до категорії А чи Б.

До категорії Г належать приміщення, в яких знаходяться негорючі речовини і матеріали в гарячому, розпеченому або розплавленому стані, процес обробки яких супроводжується виділенням променистого тепла, іскор і полум'я, або горючі гази, рідини і тверді речовини, які спалюються або

утилізуються як паливо.

До категорії Д належать приміщення, в яких знаходяться негорючі речовини і матеріали в холодному стані.

1.6 Розрахунок максимально можливого рівня шуму в агломераційному цеху

Одним з несприятливих факторів виробничого середовища є високий рівень шуму, створюваний працюючим обладнанням. Для вирішення питань про необхідність і доцільність зниження шуму необхідно знати рівні шуму на робочому місці.

Рівень шуму, що виникає від декількох некогерентних джерел, що працюють одночасно, підраховується на підставі принципу енергетичного підсумовування випромінювань окремих джерел:

$$L_{\Sigma} = 10 \lg \sum_{i=1}^{i=n} 10^{0,1 \cdot l_i}$$

де: Li - рівень звукового тиску і-го джерела шуму;

n - кількість джерел шуму.

Отримані результати розрахунку порівнюється з допустимим значенням рівня шуму для даного робочого місця. Якщо результати розрахунку вище допустимого значення рівня шуму, то необхідні спеціальні заходи щодо зниження шуму. До них відносяться: облицювання стін і стелі залу звукопоглинальними матеріалами, зниження шуму в джерелі, правильне планування устаткування і раціональна організація робочого місця оператора.

Таблиця 4.3 – Джерела шуму в агломераційному цеху

№	Джерело шуму	Рівень шуму, дБА
1	Дробарка молоткова	103
2	Гуркіт для просіювання вапняку	100
3	Эксгаустер	101
4	Живильник тарільчастий	96
5	Віброживильники для подачі шихти	102
6	Змішувач	99
7	Чотирьох валкова дробарка	106

Підставивши значення рівня звукового тиску для кожного виду обладнання в формулу, отримаємо:

$$L_{\Sigma} = 10 \cdot \lg(10^{10,3} + 10^{10} + 10^{10,1} + 10^{9,6} + 10^{10,2} + 10^{9,9} + 10^{10,6}) = 110 \text{ дБА}$$

Максимальний рівень шуму, що коливається в часі та переривається, не повинен перевищувати 110 дБА. Максимальний рівень для імпульсного шуму не повинен перевищувати 125 дБА (ДСН 3.3.6.037-99).

ВИСНОВКИ

1. У виробництві агломерату важливою ланкою є операції подрібнення сировини (зокрема вапняку), основним обладнанням для яких є молоткові дробарки. Якість подрібнення вапняку призводить до істотного поліпшення огрудкування агломераційної шихти і до значного підвищення продуктивності агломераційних установок – на 30-60%.
2. На підставі проведеного огляду й аналізу технічної та патентної літератури установлено, що найслабшим місцем молоткової дробарки є молоток який має малий строк служби, при зміні матеріалу або модернізації старого молотка з двома робочими граннями без збільшення його маси суттєво збільшити ресурсу роботи не можливо.
3. Розроблена нова конструкція молотка з чотирма робочими гранням дасть змогу збільшити ресурс роботи молотка в 2 рази, що зменшити простої молоткової дробарки.
4. Запропонований спосіб розташування молотків на роторі зі зміщенням в пів ряду дасть змогу зменшити ударні навантаження на привод дробарки.
5. Змінено конструкцію проміжного диска, а саме - збільшена ширина шайб які встановлюються між проміжними дисками завдяки цьому їх кількість стала менше з 26 до 17 шт., що в свою чергу зменшило загальну вагу ротора на 946 кг.
6. Виконані розрахунки на міцність та довговічність найбільш навантажених деталей та вузлів вказують на достатньо високі працездатність та надійність машини.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Інтернет ресурс: http://uk.wikipedia.org/wiki/Дроблення_і_подрібнення.
2. Інтернет ресурс: https://uk.wikipedia.org/wiki/Молоткова_дробарка.
3. ДСТУ 2411-94. Дробарки. Терміни та визначення. [Чинний від 1995-01-01]. Вид. офіц. Київ, 1994. 16 с. (Інформація та документація).
4. Смирнов В.О., Білецький В.С. Підготовчі процеси збагачення корисних копалин : навчальний посібник. Донецьк : Східний видавничий дім, Донецьке відділення НТШ, 2012. 284 с.
5. Смирнов В.О., Білецький В.С. Проектування збагачувальних фабрик : посібник. Донецьк : Східний видавничий дім, 2002. 296 с.
6. Білецький В.С., Смирнов В.О. Технологія збагачення корисних копалин : посібник. Донецьк : Східний видавничий дім, 2004. 272 с.
7. Сокур М. І., Білецький В. С., Ведмідь І. А., Робота Є.М. Рудопідготовка: дроблення, подрібнення, грохочення : монографія. Кременчук : ПП Щербатих О. В. 2020. 494 с.
8. Воденніков С. А., Тарасов В. К., Воденнікова О. С. Конструкції агрегатів чорної металургії: навч. посібн. Запоріжжя : ЗДІА, 2012. 192 с. ISBN 978-966-8462-69-6
9. Сокур Н.И., Сокур Л.М., Сокур Л.М. Центробежні дробарки : монографія . Кременчуг : КДПУ, 2009. 202 с..
10. ДСТУ 2823-94. Зносостійкість виробів. Тертя, зношування та мащення. Терміни та визначення. [Чинний від 1994-10-31]. Вид. офіц. Київ, 1994. 32 с. (Інформація та документація).
11. Турушин В.О., Ленич С.В. Закономірності руйнування сипких матеріалів в подрібнювачах ударної дії . *Вісник СНУ ім. В. Даля*. 2009, № 5 (135). С. 11–
12. Власенко Д.А., Левченко Е.П. Особливості подрібнення шматкового вапна в дробарках ударної дії при різних варіантах підвісу бил. Сб. наук. праць, ДонГТУ. Алчевськ, 2015. № 45. С. 130–135.
13. Молоток молоткової дробарки: пат. 58860 Україна: МПК B02C13/28. № 2002118987; заявл. 12.11.2002;опубл. 15.08.2003. Бюл. № 8. 2 с.
14. Ротор молоткової дробарки: пат. 111218 Україна: МПК B02C

13/04 / № u 2016 03 005; заявл. 23.03.16; опубл. 10.11.16. Бюл. № 21. 4 с.

15.Гайдамака А. В. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків : навчальний посібник. Харків : НТУ «ХПІ», 2020. 275 с.

16.Кузьо І.В., Ванькович Т.М., Зінько Я.А. Теоретична механіка. Динаміка : навчальний посібник Кн.1. Львів : Растр-7, 2012. 444 с. : іл. ISBN 978-966-2004-95-3.

17.Писаренко Г.С., Квітка О.Л., Уманський Е.С. Опір матеріалів : підручник. Київ : Вища школа, 2004. 655 с.

18.Седуш В.Я. Надійність, ремонт і монтаж металургійних машин: підручник. Донецьк, 2008. 379с.

19.Жук А.Я., Малишев Г.П., Желябіна Н.К., Таратута К.В. Монтаж металургійного обладнання : навчальний посібник. Видавничий дім «Кондор», 2018. 382 с. URL : http://pdf.lib.vntu.edu.ua/books/2019/Zhuk_2018_330.pdf

20.Жук А.Я., Малишев Г.П., Желябіна Н.К.,Таратута К.В.. Технічне обслуговування металургійного обладнання. Видавництво «Кондор», 2017. 288 с.

21.Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу. Охорона праці. 1998, № 6. С. 29-44

22.Глиняна Н.М. Охорона праці у ливарному виробництві: курс лекцій. Краматорськ : ДДМА, 2009. 184 с. URL : http://www.dgma.donetsk.ua/docs/kafedry/hiop/metod/21_otolp.pdf

23.Ткачук К.Н., Зацарний В.В., Зеркалов Д.В. та ін. Основи охорони праці Київ : Основа, 2014. 456 с.

24.Правила охорони праці під час дроблення і сортування, збагачення корисних копалін і огрудкування руд і концентратів. Затверджено наказом Міністерства надзвичайних ситуацій України 27.06.2012 N 933, Зареєстровано в Міністерстві юстиції України 20 липня 2012 р. за N 1227/21539.

СПИСОК КРЕСЛЕНЬ

№ п/п	Найменування	Кіл-ть листів	Формат
1	Дробарка молоткова одно роторна	1	А1
2	Ротор	1	А1
3	Решітка колосникова передня	1	А1
4	Решітка колосникова задня	1	А1
5	Диск крайній	1	А1
6	Диск	1	А1
7	Колосник	1	А1

ДОДАТКИ